



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

**Кафедра «Строительные и дорожные машины»**

# **СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ И ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ**

## **Практикум**

**Минск  
БНТУ  
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ  
И ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Практикум  
для студентов специальности  
1-70 03 01 «Автомобильные дороги»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области строительства и архитектуры*

Минск  
БНТУ  
2017

УДК 69.002.5

ББК 38.6-44

С86

**Составители:**

*А.В. Вавилов, А.А. Шавель, А.Я. Котлобай,  
А.Н. Смоляк, А.А. Котлобай, И.В. Бурмак, А.А. Замула*

**Рецензенты:**

канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация  
машинно-тракторного парка» БГАТУ *Н.Д. Янцов*;  
канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой лесных дорог  
и организации вывозки древесины БГТУ *М.Т. Насковец*

**Строительные, дорожные и транспортные машины : практикум**  
С86 для студентов специальности 1-70 03 01 «Автомобильные дороги» /  
сост. : А.В. Вавилов [и др.]. – Минск : БНТУ, 2017. – 89 с.  
ISBN 978-985-550-544-1.

Содержит задания, описание устройства и работы строительных, дорожных и транспортных машин, их краткие технические характеристики и методические указания по определению технико-эксплуатационных показателей.

Предназначен для студентов специальности «Автомобильные дороги» и может быть рекомендован для студентов других специальностей.

**УДК 69.002.5**

**ББК 38.6-44**

**ISBN 978-985-550-544-1**

© Белорусский национальный  
технический университет, 2017

## *Лабораторная работа № 1*

### **СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ**




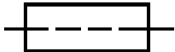
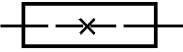

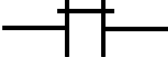

#### **З а д а н и е**

1. Изучить конструкцию типовых деталей машин, устройство передач и их условные обозначения на схемах.

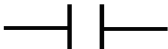
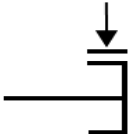
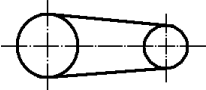
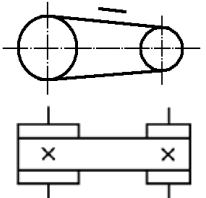
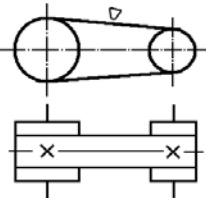
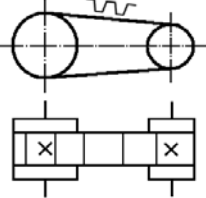
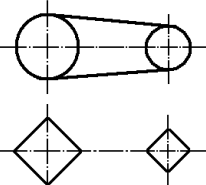
2. Вычертить условные графические обозначения типовых деталей передач в схемах, табл. 1.1.

Таблица 1.1

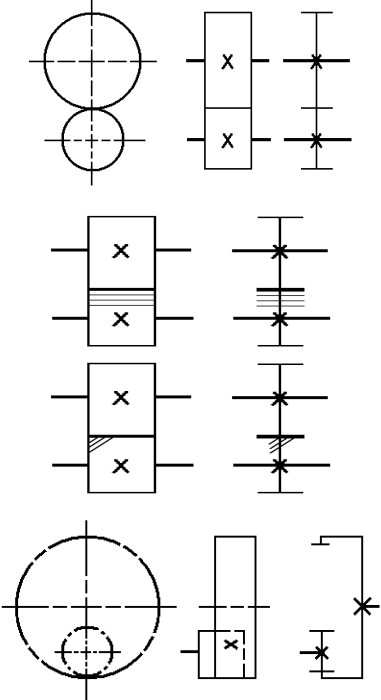
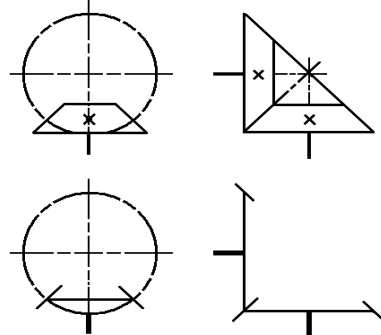
Условные обозначения типовых деталей  
и элементов механизмов в кинематических схемах

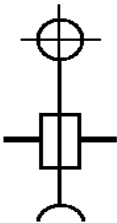
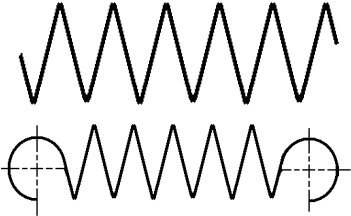
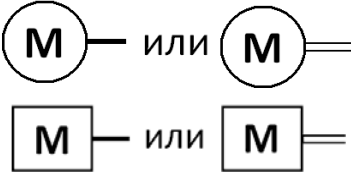
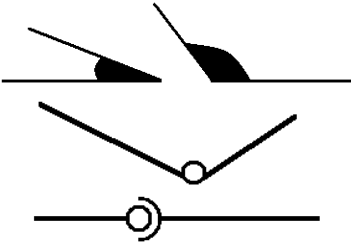
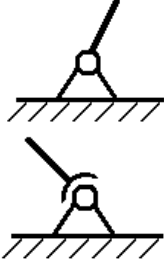
Наименование	Обозначение
1	2
1. Вал, ось	
2. Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные б) упорные	 
3. Соединения деталей: а) деталь, свободно сидящая на валу б) деталь, сидящая неподвижно на валу на шпонке в) деталь, скользящая на валу по направляющей шпонке (шлицам) г) соединение двух валов глухое д) соединение двух валов эластичное	    

Продолжение табл. 1.1

1	2
4. Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
5. Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
6. Передача ремнем без уточнения типа ремня	
7. Передача плоским ремнем	
8. Передача клиновидным ремнем	
9. Передача зубчатым ремнем	
10. Передача цепью: общее обозначение без уточнения типа цепи	

Продолжение табл. 1.1

1	2
<p>11. Передачи зубчатые (цилиндрические)</p> <p>а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)</p> <p>б) то же с прямыми и косыми зубьями</p> <p>в) внутреннее зацепление</p>	
<p>12. Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: общее обозначение без уточнения типа зубьев</p>	

1	2
13. Передачи зубчатые со скрещивающимися валами: червячные с цилиндрическим червяком	
14. Пружины: а) цилиндрические сжатия  б) цилиндрические растяжения	
15. Двигатель: а) электродвигатель  б) тепловой	
16. Соединение стержней: а) жесткое  б) шарнирное  в) шаровым шарниром	
17. Соединение стержня с неподвижной опорой а) шарнирное с движением в плоскости чертежа  б) шаровым шарниром	

3. Вычертить кинематическую схему механизма заданного варианта (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Наименование механизма и его тип	Вариант				
	Мощность двигателя, кВт, и его частота вращения, мин <sup>-1</sup>				
	1	2	3	4	5
Мешалка двухвалковая	1,7; 1440	2,2; 960	3,0; 1440	5,0; 960	3,0; 2880
Редуктор зубчатый	1,5; 1440	1,0; 960	0,8; 1440	3,0; 960	1,5; 2880
Редуктор червячный с цепной передачей	1,0; 960	1,1; 1440	2,2; 2880	1,5; 1440	5,5; 2880
Мельница лабораторная	1,0; 960	2,2; 2880	1,7; 1440	0,8; 1440	1,5; 2880
Модель редуктора	0,8; 1440	1,0; 960	0,2; 2880	1,1; 1440	1,5; 960
Двухступенчатая коробка скоростей	2,0; 960	2,8; 1400	1,7; 960	4,5; 1440	3,2; 2880

4. Определить основные параметры элементов передач, их геометрические размеры, основные характеристики механизма, моменты на валах.

### Общие сведения о механизмах приводов

Привод к рабочему оборудованию часто представляет собой отдельные устройства, содержащие различные группы механических передач, назначение которых состоит в преобразовании параметров движения двигателя и передаче их рабочему органу машины.

Таким образом, введение механической передачи (как промежуточного звена между двигателем и рабочим органом машины) связано с необходимостью:

- а) получить значительный вращающий момент (силу) на рабочем органе машины;
- б) иметь оптимальную частоту вращения (скорость движения) рабочего органа.



Для привода рабочего органа машины в основном используются понижающие передачи.

В каждой передаче различают два вала: входной (ведущий) и выходной (ведомый) с частотами вращения соответственно  $n_1$ ,  $\text{мин}^{-1}$ , и  $n_2$ ,  $\text{мин}^{-1}$ .

### Основные параметры передач

Мощность на входе  $P_1 = P_{\text{дв}}$ , на выходе  $P_{\text{вых}}$ , кВт.

Частота вращения на входе  $n_1 = n_{\text{дв}}$  и на выходе –  $n_2$ ,  $\text{мин}^{-1}$ .

Вращающий момент на входе  $T_1 = T_{\text{дв}}$  и на выходе –  $T_{\text{вых}}$ , Н·м.

Передаточное число передачи  $u$ .

Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода  $\eta_{\text{общ}}$ .

### Методические указания к выполнению работы

На первом этапе работы на натурных образцах изучаются типовые детали машин, основные типы механических передач и устройства и вычерчиваются их условные обозначения. В последующем необходимо знакомиться с конструкцией, принципом работы заданного механизма, составляют кинематическую схему, снабдив ее обозначениями и характеристиками.

1. Определение конструктивных параметров передач:

а) для зубчатой и цепной передач производится подсчет чисел зубьев  $z_{1(2)}^{\text{I}}$ ;  $z_{1(2)}^{\text{II}}$ ;  $z_{1(2)}^{\text{III}}$  и т. д.;

б) для червячной пары подсчитывается число зубьев червячного колеса и устанавливается заходность червяка  $z_{\text{ч}}$ . Обычно  $z_{\text{ч}} = 1-4$ .

При наличии в приводе ременной передачи производят замеры наружных диаметров шкивов.

2. Определение передаточных чисел:

а) для зубчатых и цепных передач

$$u^{\text{I}} = \frac{z_2^{\text{I}}}{z_1^{\text{I}}}; \quad u^{\text{II}} = \frac{z_2^{\text{II}}}{z_1^{\text{II}}} \quad \text{и т. д.};$$

б) для червячной пары

$$u_{\text{ч}} = \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{ч}}};$$

в) для ременной передачи

$$u_{\text{р}} = \frac{D_2}{D_1}.$$

3. Определение общего передаточного числа механизма (привода), так, например, для трехступенчатого зубчатого механизма

$$u_{\text{общ}} = u^{\text{I}} u^{\text{II}} u^{\text{III}}.$$

Здесь и везде далее индекс 1 присваивается всем параметрам ведущего звена передачи, индекс 2 – параметрам ведомого звена передачи. Индексы I, II, III и т. д. указывают на соответствующие ступени привода.

Для привода, включающего червячную, ременную и цепную передачи:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{р}} u_{\text{ч}} u_{\text{ц}}.$$

4. Установление числа оборотов валов механизма (привода). Используя данные о частоте вращения двигателя и полученные значения передаточных чисел отдельных передач, входящих в механизм, определяют частоту вращения валов, следующих после двигателя.

Частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_{\text{дв}}}{u^{\text{I}}};$$

частота вращения третьего вала

$$n_3 = \frac{n_2}{u^{\text{I}}} \quad \text{или} \quad n_3 = \frac{n_{\text{дв}}}{u^{\text{I}} u^{\text{II}}} \quad \text{и т. д.}$$

Частота вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{общ}}}.$$

5. Определение общего КПД привода с учетом КПД отдельных механических передач, входящих в привод, а также КПД опорных устройств:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{зуб}}^i \eta_{\text{п}}^j \eta_{\text{р}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{ч}},$$

где  $i, j$  – количество зубчатых пар и пар подшипников.

Значения КПД для передач и опорных устройств:

зубчатые передачи  $\eta_{\text{зуб}} = 0,97\text{--}0,98$ ;

подшипники качения – одна пара  $\eta_{\text{п}} = 0,99$ ;

подшипники скольжения  $\eta_{\text{пск}} = 0,92\text{--}0,94$ ;

ременная передача  $\eta_{\text{р}} = 0,95\text{--}0,96$ ;

цепная передача  $\eta_{\text{ц}} = 0,95\text{--}0,96$ ;

червячная передача  $\eta_{\text{ч}} = 0,72\text{--}0,92$ .

6. Определение мощности на валах привода.

На выходном валу

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{общ}}, \text{ кВт.}$$

На промежуточных валах потери мощности устанавливаются с учетом потерь в кинематической цепи от двигателя до рассматриваемого вала привода.

7. Нахождение значений вращающих моментов на валах  $T_{\text{дв}}$ ,  $T_2$  и т. д. На валу двигателя

$$T_{\text{дв}} = 9,55 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

На  $n$ -м валу  $T_n$  устанавливается с учетом вращающего момента на предыдущем валу  $T_{n-1}$  с учетом передаточного числа ступени  $u_{n-1}$  и потерь на ступенях до рассматриваемого вала:

$$T_n = T_{n-1} u_{n-1} \eta_n, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

8. Заполнение сводной таблицы (табл. 1.3) основных параметров механизма.

Таблица 1.3

Основные параметры привода

Номер вала	$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$P$ , кВт	$T$ , Н·м	$u$	$\eta$

## Лабораторная работа № 2

### ИЗУЧЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА

#### З а д а н и е

1. Изучить устройство и принцип работы электрореверсивной лебедки.
2. Изучить устройство полиспастов.
3. Вычертить схему грузоподъемного механизма, описать его устройство и работу.
4. Выбрать полиспаст, определить его КПД, усилие в канате, подобрать канат, определить параметры грузоподъемного механизма согласно варианту, табл. 2.1.

Таблица 2.1

#### Исходные данные к расчету

Номер варианта задания	Нормативная грузоподъемность $Q_n$ , кг	Скорость подъема груза $v_r$ , м/мин	Минимальный коэффициент использования канатов $Z_p$
1	2000	30	20
2	2500	30	40
3	3000	20	40
4	5000	20	20
5	7500	10	40
6	10000	10	20

#### Общие сведения об устройстве и работе грузоподъемного механизма

Механизм подъема груза предназначен для подъема грузов в вертикальной плоскости. Он может использоваться и как самостоятельный механизм строительной лебедки, и в качестве составных сборочных единиц строительных подъемников, кранов, канатных экскаваторов и др.

Строительная электрореверсивная лебедка (рис. 2.1) состоит из смонтированных на специальной раме электродвигателя 1, тормоза 2, редуктора 3 и барабана 4.

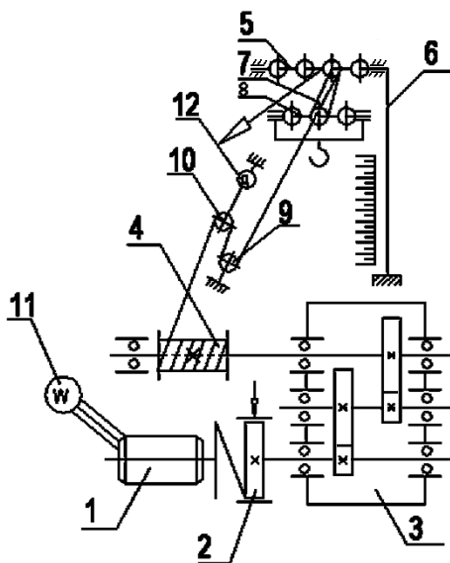


Рис. 2.1. Кинематическая схема механизма подъема груза:

- 1 – электродвигатель; 2 – тормоз; 3 – редуктор; 4 – барабан; 5 – неподвижная обойма;  
6 – мачта; 7 – грузовой канат; 8 – подвижная обойма; 9 – неподвижный блок;  
10 – подвижный блок; 11 – ваттметр; 12 – динамометр

Для электрореверсивных лебедок характерна жесткая кинематическая связь барабана с электродвигателем. При такой связи изменение направления вращения барабана достигается изменением направления вращения (реверсированием) двигателя. У электрореверсивной лебедки вал электродвигателя и барабан постоянно и жестко связаны зубчатыми парами цилиндрического редуктора и упругой муфтой.

Опускание груза в таких лебедках производится принудительно (на режиме двигателя), что обеспечивает высокую безопасность их работы.

Питание привода лебедки осуществляется от сети переменного тока напряжением 380/220 В. Управление электродвигателем происходит при помощи кнопочной станции с двумя кнопками, которые служат для подъема и спуска груза. Подъем и опускание груза осуществ-

ляются при нажатии и удержании соответствующих кнопок. При отпуске кнопок барабан автоматически останавливается и затормаживается. Цапфы барабана опираются на радиально-сферические подшипники, один из которых заключен в корпусе редуктора.

Полумуфты, связывающие электродвигатель и редуктор, соединены между собой резиновыми вкладышами. Ведомый шкив-полумуфту охватывают колодки гидравлического тормоза, которые шарнирно закреплены на рычагах. При затормаживании под действием сжатой пружины рычаги поворачиваются на пальцах и прижимают колодки к поверхности тормозного шкива. При этом толкатель не работает, шток его находится в нижнем положении. При включении толкателя поршень выдвигает шток вверх и рычаги, освободившись от действия дружины, расходятся, растормаживая шкив. Растормаживание заканчивается при достижении поршнем толкателя крайнего верхнего положения.

Грузовой простой полиспаст предназначен для выигрыша в силе и состоит из блоков неподвижной обоймы 5 и блоков подвижной обоймы 8, соединенных грузовым канатом 7, один конец которого крепится к одной из обойм, а другой – к барабану лебедки, см. рис. 2.1.

Основным параметром полиспаста является его кратность, которая зависит от числа подвижных и неподвижных блоков в обоймах и направления сбега каната.

Если канат сбегает с блока неподвижной обоймы, то кратность полиспаста равна числу задействованных подвижных и неподвижных блоков; если же канат сбегает с блока подвижной обоймы, то кратность такого полиспаста на единицу больше.

В изучаемом грузоподъемном механизме канат сбегает с блока неподвижной обоймы полиспаста, поэтому его кратность всегда равна числу блоков, т. е.

$$i_n = z_6,$$

где  $z_6$  – число задействованных блоков полиспаста.

Если свободный конец каната закреплен на верхней обойме, то кратность полиспаста будет четной, если же на нижней, то нечетной.

Схемы запасовки каната грузового полиспаста для выигрыша в силе и получения заданной кратности показаны на рис. 2.2.

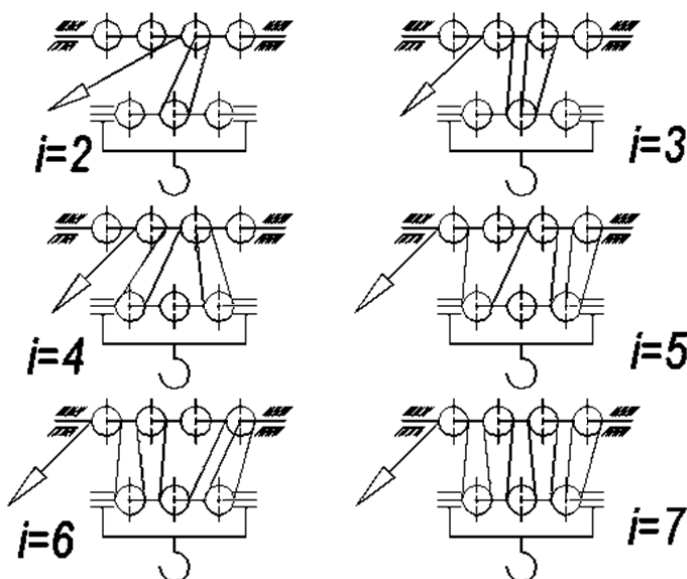


Рис. 2.2. Схемы запасовки каната грузового полиспаста

Рекомендуемые тип полиспаста и его кратность в зависимости от грузоподъемности приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Зависимость типа и кратности полиспаста от грузоподъемности

Тип полиспаста	Грузоподъемность $Q_n$ , т			
	До 1	2–6	10–15	20–30
Простой	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6
Сдвоенный	—	2	2; 3	—

Кроме блоков полиспаста механизмы подъема имеют отклоняющие (обводные) блоки 9, см. рис. 2.2.

Определение технико-эксплуатационных параметров должно производиться в последовательности, рекомендуемой ниже.



1. По заданному варианту задания (см. табл. 2.1) вычисляют КПД полиспаста:

$$\eta_{\Pi} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \eta_{\text{бл}}^i}{(1 - \eta_{\text{бл}}) u},$$

где  $\eta_{\text{бл}}$  – КПД блока: при установке блока на подшипниках качения  $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ ; на подшипниках скольжения  $\eta_{\text{бл}} = 0,96$ ;

$u$  – кратность полиспаста (см. табл. 2.2);

$i$  – число обводных блоков.

2. Определяют максимальное расчетное натяжение в канате при его сбегании с барабана:

$$S = \frac{Qg}{u \eta_{\Pi} z_{\Pi}},$$

где  $z_{\Pi}$  – число полиспастов:  $z_{\Pi} = 1$  для одинарного полиспаста;  $z_{\Pi} = 2$  для сдвоенного полиспаста.

3. Канат выбирают из условия, что

$$F_p \geq Sz_p,$$

где  $F_p$  – разрывное усилие каната в целом, Н.

При проектировании кранов  $F_p$  принимается по стандартам на канаты; для кранов, находящиеся в эксплуатации,  $F_p$  принимается по сертификатам на канат;

$z_p$  – минимальный коэффициент использования каната (коэффициент запаса прочности), зависящий от группы классификации механизмов.

4. Определяют мощность электродвигателя привода

$$P = \frac{S v_{\Gamma} u}{1000 \cdot 60 \eta_{\text{м}}}, \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – КПД механизма привода барабана:  $\eta_{\text{м}} = 0,85$ ;

$v_{\Gamma}$  – скорость подъема груза, м/мин.

### Лабораторная работа № 3

## ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

### З а д а н и е

1. Изучить устройство и принцип работы компрессорных станций на базе поршневых и винтовых компрессоров и гидравлических станций.
2. Вычертить принципиальную схему компрессорной станции.
3. Определить производительность и мощность привода компрессорной станции в соответствии с данными по варианту задания, табл. 3.1.

Таблица 3.1

Показатели	Варианты задания				
	1	2	3	4	5
Степень износа компрессора	Новый	Старый	Старый	Новый	Старый
Температура окружающего воздуха $t$ , °C	+20	+10	0	−10	−20
Барометрическое давление $P_1$ , мм рт. ст.	730	770	690	720	650
Рабочее давление $P_2$ , МПа	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8
Частота вращения вала $n$ , мин <sup>−1</sup>	730	1200	910	830	870
Число цилиндров	4	4	4	4	4
Число ступеней	2	2	2	2	2
Диаметр цилиндров $D$ , мм					
1-й ступени	200	200	240	240	200
2-й ступени	115	115	140	140	115
Ход поршня $S$ , мм	110	110	130	130	110
Изотермический КПД $\eta_{из}$	0,75	0,65	0,69	0,74	0,71
Механический КПД $\eta_{мех}$	0,95	0,81	0,82	0,94	0,85
КПД трансмиссии $\eta_t$	0,91	0,84	0,87	0,90	0,88

## **Общие сведения о конструкции и работе компрессорных и гидравлических передвижных станций**

В транспортном строительстве, при ремонтных и отделочных работах дорожного полотна широкое применение получили пневматические и гидравлические инструменты для бурения, резания и разрушения цементобетона, асфальта и прочных грунтов. Появление разнообразного механизированного инструмента с гидро- и пневмоприводом неразрывно связано с развитием конструкций передвижных компрессорных и гидравлических станций в дорожно-строительной области.

Пневматический инструмент более тяжел и шумен, работает только в паре с компрессором, менее подвижен из-за толстого воздухоподводящего трубопровода. Вместе с тем он экологически, пожаро- и взрывобезопасен, а при работе в стесненном пространстве, лишенном вентиляции, обеспечивает постоянный приток свежего воздуха.

Гидравлический инструмент практически бесшумен (если не считать привода маслонасосной установки), легок, компактен и транспортабелен (благодаря высокому давлению жидкости, гарантирующему малые объем и вес гидростанции). Однако гидроинструмент, соединенный с насосом двумя гибкими трубопроводами, потенциально (в случае аварии) опасен для окружающей среды. Кроме того, эксплуатация гидростанции дороже в сравнении с компрессором по причине использования дорогих рабочих жидкостей в качестве рабочего тела.

Области применения механизированного строительного инструмента:

дрель – разрушение бетона;

перфоратор – сверление бетона;

отбойный молоток – разрушение бетона, асфальта, грунта, уплотнение грунта;

дисковая пила – резка бетона, асфальта, грунта, уплотнение грунта;

строительный пистолет – забивка дюбелей;

насос – откачивание воды.

Компрессорные станции и гидростанции оборудуются автономными двигателями внутреннего сгорания или электродвигателями, главным преимуществом которых является полная независимость инструмента от каких-либо посторонних источников энергии.

Компрессоры предназначены для преобразования механической энергии двигателя в потенциальную энергию сжатого воздуха, применяемого для привода машин и инструментов, оборудованных пневматическим двигателем.

Компрессор вместе с двигателем и обслуживающими их системами образуют компрессорную станцию. Компрессорные станции могут оборудоваться винтовыми и поршневыми компрессорами, которые бывают с одно- и двухступенчатой системой сжатия воздуха.

Принципиальная схема передвижной компрессорной станции на базе поршневого компрессора с двухступенчатой системой сжатия воздуха приведена на рис. 3.1.

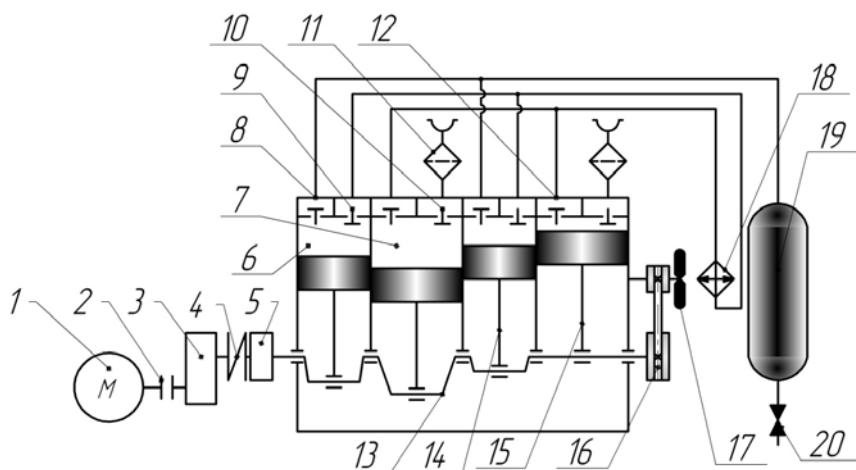


Рис. 3.1. Принципиальная схема компрессорной станции на базе поршневого компрессора

Поршни цилиндров 7 первой и 6 второй ступени сжатия приводятся в возвратно-поступательное движение двигателем 1 посредством коленчатого вала 13 и шатунов 14 и 15. При движении шатуна 15 вниз в верхней части цилиндра 7 первой ступени создается разрежение, в результате которого открывается впускной клапан 10 и атмосферный воздух, пройдя через воздухоочиститель 11 поступает в цилиндр. Когда шатун придет в крайнее положение, увеличение объема надпоршневого пространства прекратится и впускной

клапан 10 закроется. При дальнейшем вращении коленчатого вала шатун 15 пошлет поршень вверх и начнет сжимать воздух в надпоршневом пространстве.

Когда давление воздуха в надпоршневом пространстве достигнет величины 0,28–0,32 МПа, откроется выпускной клапан 8 и воздух через воздухоохладитель через всасывающий клапан 8 начнет поступать в цилиндр 6 второй ступени. Работа цилиндра второй ступени выполняется аналогично, однако воздух в него из воздухоохладителя через всасывающий клапан поступает под давлением 0,28–0,32 МПа, а через выпускной клапан нагнетается в воздухосборник 19 при достижении давления 0,7–0,72 МПа.

Впускные и выпускные клапаны цилиндров первой и второй ступеней сжатия сверху закрыты головками 12 цилиндров, снабженными перегородками, разделяющими впускное и выпускное пространство.

Для обеспечения более равномерного движения коленчатого вала 13 на нем закреплен маховик 5, выполненный совместно с упругой муфтой 4.

Для обеспечения безопасной работы воздухоохладитель и воздухосборник оснащены предохранительными клапанами, отрегулированными соответственно на давление 0,32–0,72 МПа.

Воздухосборник снабжен шестью штуцерами с вентиляторами для подсоединения гибких трубопроводов для подачи сжатого воздуха к пневматическим инструментам. Для контроля работы компрессорной станции на щитке приборов установлены манометры, показывающие давление воздуха в воздухоочистителе и воздухосборнике.

Общий вид передвижной компрессорной станции на базе винтового компрессора представлен на рис. 3.2.

Конструкция винтового компрессора представлена на рис. 3.3.

Винтовой компрессор состоит из следующих основных деталей: корпуса компрессора 1, входного вала с ведущим винтовым ротором 2, ведомого винтового ротора 3, подшипников 4, шестерен 5, уплотнений.

На средней утолщенной части роторов 2 и 3 нарезаны винты – наиболее сложные и точные детали винтового компрессора. Вращение винтовых роторов 2 и 3 синхронизируется шестернями 5, посаженными на валах роторов.



Рис. 3.2. Передвижная компрессорная станция на базе винтового компрессора



Рис. 3.3. Компрессор винтовой

Винты современных винтовых компрессоров представляют собой цилиндрические косозубые крупные модульные шестерни с зубьями специального профиля.

Профили зубьев парных винтов подбираются таким образом, чтобы они при взаимной обкатке сопрягались с минимальными, но безопасными для движения роторов зазорами.

В свою очередь, вершины зубьев, при вращении винтов описывающие цилиндрические поверхности, также образуют с корпусом сопряжение с минимальными зазорами.

Величина этих зазоров является одним из основных факторов, определяющих экономичность винтовых машин.

В винтовых компрессорах отсутствуют клапаны или какие-либо другие распределительные органы. Также они не имеют деталей и конструкций, совершающих возвратно-поступательное движение.

Расточки корпуса в участках, где установлены винты, в поперечном сечении образуют фигуру в виде восьмерки. Внутреннее пространство корпуса с одного торца посредством окна всасывания сообщается с патрубком всасывания, с другого – посредством окна нагнетания с патрубком нагнетания. Окна всасывания и нагнетания расположены диаметрально противоположно по диагонали корпуса.

Окна всасывания и нагнетания, расположенные с торцов корпуса, в поперечном сечении имеют форму двух соприкасающихся разомкнутых кольцевых секторов.

Последовательность рабочего процесса в винтовом компрессоре представлена на рис. 3.4. При вращении винтов на стороне выхода зубьев из зацепления постепенно, начиная от торца всасывания, освобождаются впадины между зубьями. Эти впадины, образуя с внутренней поверхностью корпуса рабочие полости с непрерывно изменяющимся объемом, благодаря создаваемому в них разрежению заполняются газом, поступающим через окно из камеры всасывания (рис. 3.4, *а*). В тот момент, когда объем рабочих полостей в результате вращения винтов достигнет максимальной величины, пройдя окно всасывания, они разъединяются с камерой всасывания. Объемы газа (воздуха), ограниченные поверхностями винтов и корпусом, разобщенные с камерой всасывания, но еще не достигшие камеры нагнетания, сжимаются по мере входа зуба ведомого винта во впадину ведущего (рис. 3.4, *б*). Полости ведущего и ведомого винтов, соединенные между собой, образуют одну общую парную полость. Зуб ведущего винта заполняет полость ведомого, что вызывает интенсивное сжатие газа (воздуха) в парной рабочей полости. Процесс сжатия газа в рабочей полости продолжается до тех пор, пока постоянно уменьшающийся ее объем со сжатым газом не подойдет к кромке окна нагнетания (см. рис. 3.4, *в*). В этот момент процесс внутреннего сжатия газа в компрессоре заканчивается. Ве-

личина внутреннего сжатия газа в винтовом компрессоре во многом зависит от параметров окна нагнетания: с уменьшением объема камеры нагнетания внутреннее сжатие газа будет увеличиваться, с увеличением – уменьшаться. При дальнейшем вращении винтов, после соединения парной полости со сжатым газом с камерой нагнетания, происходит процесс выталкивания газа (рис. 3.4, з).

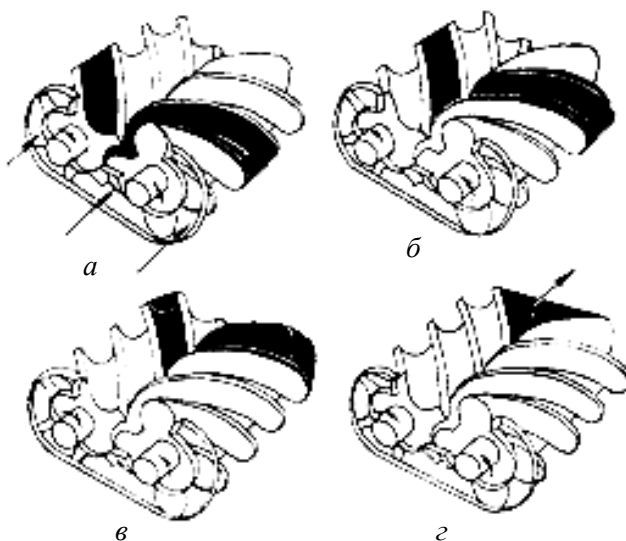


Рис. 3.4. Последовательность рабочего процесса в винтовом компрессоре:  
*а* – всасывание воздуха; *б* – сжатие; *в* – окончание внутреннего сжатия;  
*з* – вытеснение воздуха

Для охлаждения сжатого газа (воздуха) в маслозаполненных компрессорах используется подача значительного количества масла в полости сжатия. Подача масла осуществляется через масляный штуцер в корпусе со стороны всасывания в момент начала образования парной рабочей полости. Газ (воздух), выходящий из компрессора, охлаждается в трубчатом теплообменном аппарате, где охлаждающим веществом является вода.

Общий вид гидравлической станции со сменным рабочим инструментом представлен на рис. 3.5.





Рис. 3.5. Гидравлическая станция со сменным рабочим инструментом

На раме гидростанции базируются приводной двигатель 1, насосный блок с гидробаком и системой охлаждения 3. С насосной станцией гидроинструмент соединяется двумя гибкими трубопроводами 4, оборудованными быстроразъемными соединениями (гидромуфтами) 5 для подключения различных видов гидроинструментов 6, что позволяет обеспечить высококачественное и надежное соединение и смену инструмента практически без утечек рабочей жидкости. Для удобства транспортирования станция оборудована колесами 2, поэтому способна перемещаться по территории проведения работ одним или двумя рабочими и транспортироваться на другие объекты в кузове легкового или грузового автомобиля. Выпускаются модели гидравлических станций с возможностью работы как одним инструментом, так и одновременной работой двух инструментов.

На рис. 3.6 представлена принципиальная гидравлическая схема передвижной гидростанции.

Насос 1, приводимый в работу двигателем 2, под давлением, контролируемым манометром 3, подает рабочую жидкость через регулируемый гидродроссель 4, установленный в гидроклапанной коробке 5, к гидрораспределителю 6, соединенному двумя трубопроводами с быстроразъемными муфтами 7 для подключения гидроинструмента. Когда гидрораспределитель 6 установлен в нейтральное положение, гидроинструмент находится в состоянии готовности к работе, но не

приводится в движение. В крайние рабочие положения гидрораспределитель 6 переключается посредством электромагнитов, оборудованных кнопками, находящимися на панели управления гидростанции. Слив рабочей жидкости осуществляется через маслоохладитель 8 и фильтр 10 в гидробак 12. Гидростанция оборудована системой предохранительных клапанов 5, 9, 11, через которые осуществляется отвод рабочей жидкости в гидробак с целью снижения давления в гидросистеме при повышенных нагрузках и в аварийных ситуациях. Скорость движения (или частота вращения) выходных звеньев гидроинструмента контролируется регулируемым дросселем 4.

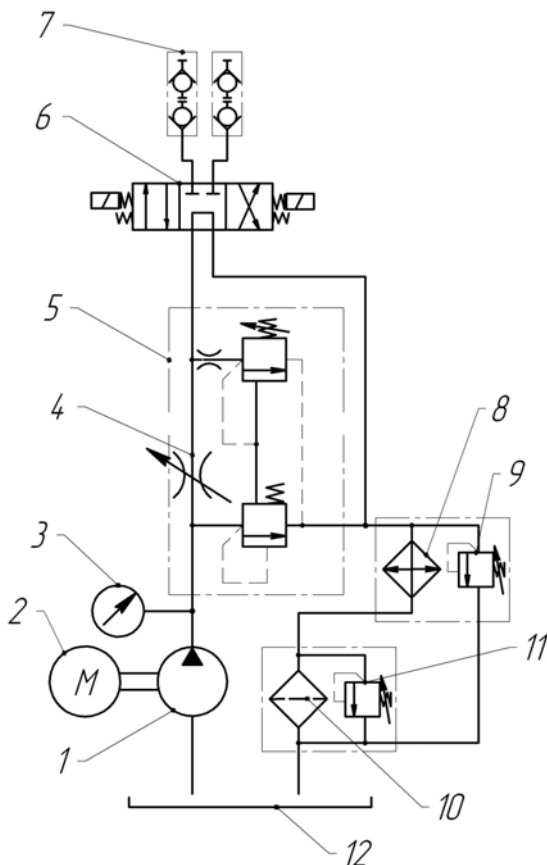


Рис. 3.6. Принципиальная гидравлическая схема передвижной гидростанции

Гидравлические станции комплектуются следующим набором гидравлического рабочего инструмента:

- молоток гидравлический отбойный;
- пила дисковая гидравлическая;
- помпа погружная шламовая;
- машинка шлифовальная угловая;
- ручное гидравлическое сверло;
- гайковерт.

Ручные гидравлические отбойные молотки предназначены для разрушения бетона, асфальтобетона, кирпичных и каменных кладок, горных пород, оптимальны при проведении аварийно-спасательных работ.

Современными конструкторами дорожных машин большое внимание уделяется снижению шума и вибрации. Отдельные модели гидравлических станций оборудуются специальными рукоятками, поглощающими вибрацию и снижающими риск повреждения суставов оператора.

Погружные насосы (помпы) являются высокоэффективным оборудованием для откачки жидкости с примесью твердых частиц с крупностью до 10 мм. Насос (помпа) может быть использован для выполнения различных работ, таких как аварийная откачка жидкостей в туннелях, подвалах, траншеях.

Гидравлические дисковые пилы являются мощным, надежным, легким в использовании инструментом для резки металла, бетона и асфальтобетона, с диаметром алмазного диска от 300 до 400 мм. Пилы могут быть установлены на специальную тележку, которая оснащается комплектом для водяного охлаждения алмазного инструмента.

### **Методические указания по определению производительности и мощности привода компрессорной станции**

Производительность поршневого компрессора определяется по формуле

$$Q = FS\lambda mni, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где  $F$  – площадь поршня первой ступени сжатия,  $\text{м}^2$ ;

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

где  $D$  – диаметр поршня первой ступени сжатия;

$S$  – ход поршня первой ступени сжатия, м;

$\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;

$m$  – число цилиндров первой ступени сжатия;

$n$  – число оборотов вала, мин;

$i$  – коэффициент, зависящий от способа действия компрессора; для компрессоров простого действия, сжатие воздуха в которых происходит только с одной стороны поршня,  $i = 1$ , для компрессоров двойного действия, сжатие воздуха в которых происходит с двух сторон поршня,  $i = 2$ .

Коэффициент подачи компрессора  $\lambda$  зависит от давления в результате обратного расширения воздуха, сжатого во «вредном» пространстве, и от сопротивления в воздухопроводах и клапанах. Значения коэффициента подачи  $\lambda$  при значениях «вредного» пространства, равных 4 % от объема цилиндра, приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения коэффициента подачи поршневого компрессора

Тип компрессора	Давление воздуха на выходе из компрессора, МПа						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Одноступенчатый:							
новый	0,90	0,88	0,85	0,83	0,81	0,80	0,78
старый	0,80	0,79	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70
Двухступенчатый:							
новый	—	—	—	—	0,91	0,91	0,90
старый	—	—	—	—	0,81	0,81	0,80

Производительность компрессора выражается в единицах объема воздуха, приведенного к нормальным условиям, т. е. к давлению 760 мм рт. ст. и к температуре 0 °С.

Приведенная к нормальным условиям производительность компрессора

$$Q_n = Q \frac{133,3H - h}{101333(1 + \alpha t)},$$

где  $Q$  – действительная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/мин;

$H$  – барометрическое давление, мм рт. ст.;

$h$  – упругость паров воды при действительной температуре окружающего воздуха, Па;

$t$  – действительная температура окружающего воздуха, °С.

$$\alpha = \frac{1}{273^\circ}.$$

Значения  $h$  для различных температур приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Значения упругости паров воды

Температура окружающего воздуха, °С	–20	–15	–10	–5	0	5	10	15	20	25
Упругость паров воды, Па	122	172	257	384	565	800	1023	1560	2140	2880

Мощность, потребляемая компрессором:

$$N = \frac{Q_n L}{60\eta}, \text{ кВт},$$

где  $Q_n$  – производительность компрессора, приведенная к нормальным условиям, м<sup>3</sup>/мин;

$\eta$  – коэффициент полезного действия компрессора;

$L$  – работа компрессора, затрачиваемая при изотермическом сжатии в цилиндрах до конечного давления  $1 \text{ м}^3$  воздуха:

$$L = 2303 P_1 \lg \frac{p_2}{p_1}, \text{ кДж/м}^3,$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – соответственно начальное (барометрическое) и конечное (рабочее) давление, МПа.

Коэффициент полезного действия компрессора

$$\eta = \eta_{\text{из}} \eta_{\text{мех}},$$

где  $\eta_{\text{из}}$  – изотермический КПД, представляющий собой отношение теоретической работы сжатия при изотермическом процессе к работе сжатия по индикаторной диаграмме;

$\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД.

Мощность приводного двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta_{\text{т}}}, \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{т}}$  – КПД трансмиссии.

## Лабораторная работа № 4

### ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

#### З а д а н и е

1. Изучить устройство и принцип работы двигателей внутреннего сгорания (ДВС).
2. Вычертить принципиальную схему ДВС согласно варианту, табл. 4.1.

Таблица 4.1

Наименование показателя	Вариант						
	1, рис. 4.1	2, рис. 4.2	3, рис. 4.3	4, рис. 4.4	5, рис. 4.5	6, рис. 4.2	7, рис. 4.3
Диаметр цилиндра $d$ , мм	82	79	92	100	79	92	100
Ход поршня $S$ , мм	70	80	80	95	80	92	95
Число цилиндров $i$	4	4	8	8	4	4	8
Эффективная мощность $N_e$ , кВт	55	59	85	114	59	70	114
Частота вращения $n$ , $\text{с}^{-1}$	96,6	87,0	53,4	51,7	87,0	75,0	51,7
Удельный эффективный расход топлива $q$ , г/кВт · ч	290	300	330	330	300	310	330

3. Определить технико-эксплуатационные показатели (согласно варианту, см. табл. 4.1).

**Общие сведения о принципе работы, общем устройстве  
и основных параметрах двигателей внутреннего сгорания.  
Классификация автотракторных двигателей**

*Двигателем внутреннего сгорания (ДВС)*, установленным на автомобиле или тракторе, называется тепловая энергетическая установка, в которой теплота сгорающих в рабочем пространстве газов преобразуется в механическую работу.

***Основные параметры работы двигателя***

*Верхняя мертвая точка (ВМТ)* – крайнее верхнее положение поршня.

*Нижняя мертвая точка (НМТ)* – крайнее нижнее положение поршня.

*Радиус кривошипа* – расстояние от оси коренной шейки коленчатого вала до оси его шатунной шейки.

*Ход поршня  $S$*  – расстояние между крайними положениями поршня, равное удвоенному радиусу кривошипа коленчатого вала. Каждому ходу поршня соответствует поворот коленчатого вала на угол  $180^\circ$  (пол-оборота).

*Такт* – часть рабочего цикла, происходящая за один ход поршня.

*Объем камеры сгорания* – объем пространства над поршнем при его положении в ВМТ (поз. 1 на рис. 4.1).

*Рабочий объем цилиндра* – объем пространства, освобождаемого поршнем при перемещении его от ВМТ к НМТ (поз. 2 на рис. 4.1).

*Полный объем цилиндра* – объем пространства над поршнем при нахождении его в НМТ (поз. 3 на рис. 4.1). Очевидно, что полный объем  $V_a$  цилиндра равен сумме рабочего объема  $V_h$ , цилиндра и объема  $V_c$  камеры сгорания, т. е.

$$V_a = V_h + V_c.$$



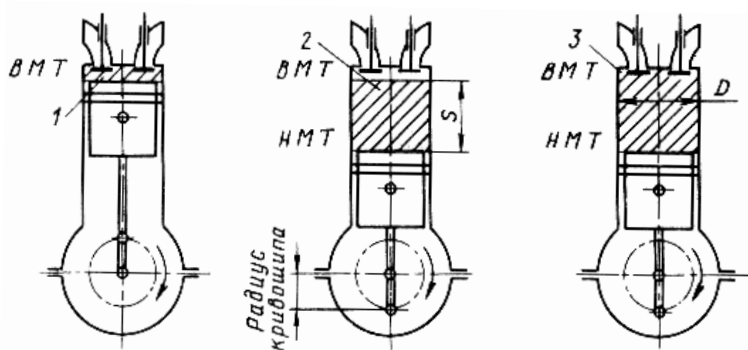


Рис. 4.1. Основные положения кривошипно-шатунного механизма:  
 1 – объем камеры сгорания; 2 – рабочий объем цилиндра; 3 – полный объем цилиндра;  $S$  – ход поршня;  $D$  – диаметр цилиндра

*Литраж двигателя* для многоцилиндровых двигателей – это произведение рабочего объема  $V_h$  на число  $i$  цилиндров, т. е.

$$V_n = V_h i.$$

*Степень сжатия*  $\varepsilon$  – отношение полного объема  $V_a$  цилиндра к объему  $V_c$  камеры сгорания, т. е.

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c}.$$

Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается полный объем цилиндра двигателя при перемещении поршня из НМТ в ВМТ. Степень сжатия – величина безразмерная. В карбюраторных двигателях  $\varepsilon = 6,5-10$ , а в дизелях  $\varepsilon = 14-21$ . С увеличением степени сжатия возрастает мощность и улучшается экономичность двигателя.

Ход поршня  $S$  и диаметр  $D$  цилиндра обычно определяют размеры двигателя. Если отношение  $S/D < 1$ , то двигатель называют *короткоходным*. Большинство современных двигателей короткоходные.

*Рабочим циклом* двигателя внутреннего сгорания называют совокупность процессов, которые в определенной последовательности

периодически повторяются в цилиндре, в результате чего двигатель непрерывно работает. К этим процессам относятся следующие:

впуск – наполнение цилиндра свежим зарядом горючей смеси или воздуха;

сжатие газов;

расширение газов или рабочий ход;

выпуск отработавших газов.

Если рабочий цикл происходит за два оборота коленчатого вала или за четыре хода поршня, то это двигатель *четырёхтактный*. Если рабочий цикл происходит за один оборот коленчатого вала или за два хода поршня, то это двигатель *двухтактный*.

При рассмотрении цикла условно принимаем, что каждый такт начинается и заканчивается в одной из мертвых точек.

Рабочий цикл четырёхтактного карбюраторного двигателя (рис. 4.2) состоит из четырех тактов.

*Первый такт – впуск* (рис. 4.2, а). При вращении коленчатого вала *1* поршень перемещается из ВМТ в НМТ и в верхней части цилиндра создается разрежение. Распределительный вал через детали механизма газораспределения открывает впускной клапан *7*, который через впускной трубопровод *5* соединяет цилиндр с карбюратором *6*. Горючая смесь, поступающая под действием разрежения из карбюратора по впускному трубопроводу, заполняет цилиндр, где образуется рабочая смесь. Рабочая смесь состоит из горючей смеси и отработавших газов, которые всегда в небольшом количестве остаются в цилиндре от предыдущего цикла. В конце такта впуска, при работе двигателя на режиме полной нагрузки, давление в цилиндре составляет 8–9 кПа, а температура рабочей смеси равна 80–120 °С (для прогретого двигателя).

*Второй такт – сжатие* (рис. 4.2, б). Такт впуска заканчивается, когда поршень приходит в НМТ. При дальнейшем повороте коленчатого вала поршень перемещается из НМТ в ВМТ и сжимает рабочую смесь. В течение такта сжатия оба клапана остаются закрытыми. Объем смеси при сжатии уменьшается, а давление внутри цилиндра увеличивается и достигает 100–120 кПа. Повышение давления сопровождается увеличением температуры смеси до 300–400 °С.

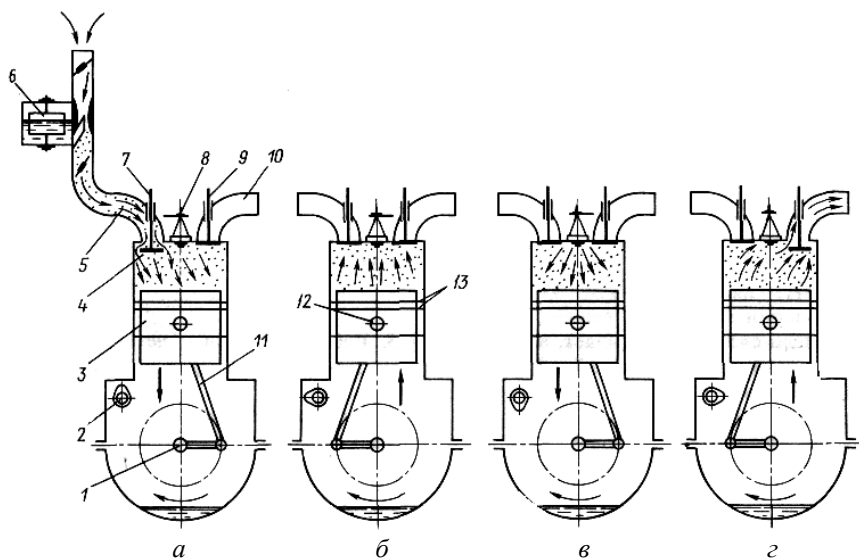


Рис. 4.2. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового карбюраторного двигателя:

*а* – впуск в цилиндр горючей смеси; *б* – сжатие рабочей смеси; *в* – расширение газов или рабочий ход; *г* – выпуск отработавших газов; 1 – коленчатый вал; 2 – распределительный вал; 3 – поршень; 4 – цилиндр; 5 – впускной трубопровод; 6 – карбюратор; 7 – впускной клапан; 8 – свеча зажигания; 9 – выпускной клапан; 10 – выпускной трубопровод; 11 – шатун; 12 – поршневой палец; 13 – поршневые кольца

*Третий такт – расширение газов или рабочий ход* (рис. 4.2, *в*). Оба клапана закрыты. При подходе поршня в конце такта сжатия к ВМТ между электродами свечи зажигания 8 проскакивает электрическая искра. Сжатая рабочая смесь воспламеняется и быстро сгорает, образуя большое количество горячих газов. Газы давят на поршень, который под их давлением перемещается из ВМТ в НМТ и через шатун 11 вращает коленчатый вал. Это основной такт, так как расширяющиеся газы совершают полезную работу. С момента воспламенения смеси давление газов быстро возрастает, а затем по мере движения поршня вниз и увеличения объема снижается. В конце сгорания и начале расширения давление достигает 300–400 кПа при температуре 2000–2200 °С, а в конце расширения снижается до 35–45 кПа при температуре 1200–1500 °С.

*Четвертый такт – выпуск* (рис. 4.2, *г*). Поршень движется от НМТ к ВМТ и через открытый выпускной клапан 9 вытесняет отработавшие газы в выпускной трубопровод 10, глушитель и далее в атмосферу. При такте выпуска не удается достигнуть полной очистки цилиндра от отработавших газов, и часть их остается в цилиндре. В конце выпуска давление равно 10,5–12 кПа при температуре 700–900 °С. После окончания такта выпуска рабочий цикл двигателя повторяется в рассмотренной выше последовательности.

На заднем конце коленчатого вала устанавливают тяжелый диск – маховик, который во время рабочего хода накапливает энергию, а затем продолжает вращаться по инерции. При этом вместе с маховиком вращается и коленчатый вал, который перемещает поршень в течение остальных вспомогательных тактов.

Рабочий цикл *четырёхтактного дизеля*, как и рабочий цикл *четырёхтактного карбюраторного двигателя*, состоит из четырех повторяющихся тактов: впуска, сжатия, расширения газов или рабочего хода и выпуска (рис. 4.3).

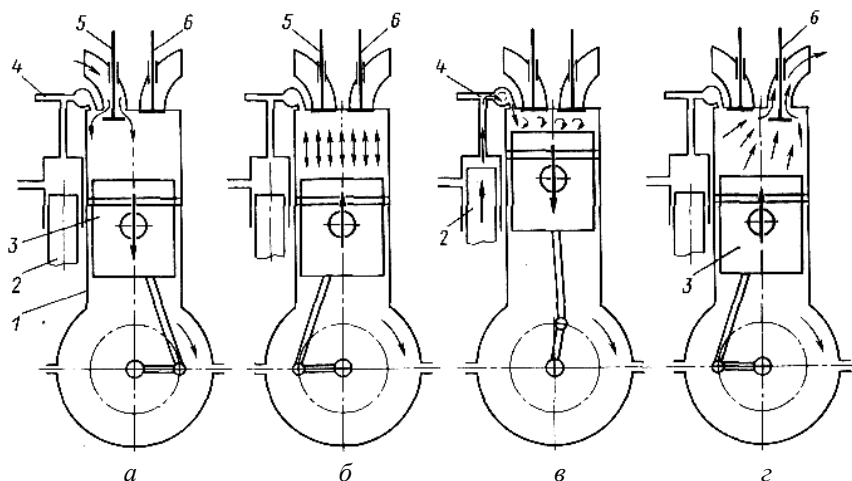


Рис. 4.3. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового дизеля:  
*а* – впуск воздуха; *б* – сжатие воздуха; *в* – расширение газов или рабочий ход;  
*г* – выпуск отработавших газов; 1 – цилиндр; 2 – топливный насос; 3 – поршень;  
 4 – форсунка; 5 – впускной клапан; 6 – выпускной клапан

Принципиальная схема устройства дизельного четырехтактного двигателя приведена на рис. 4.4.

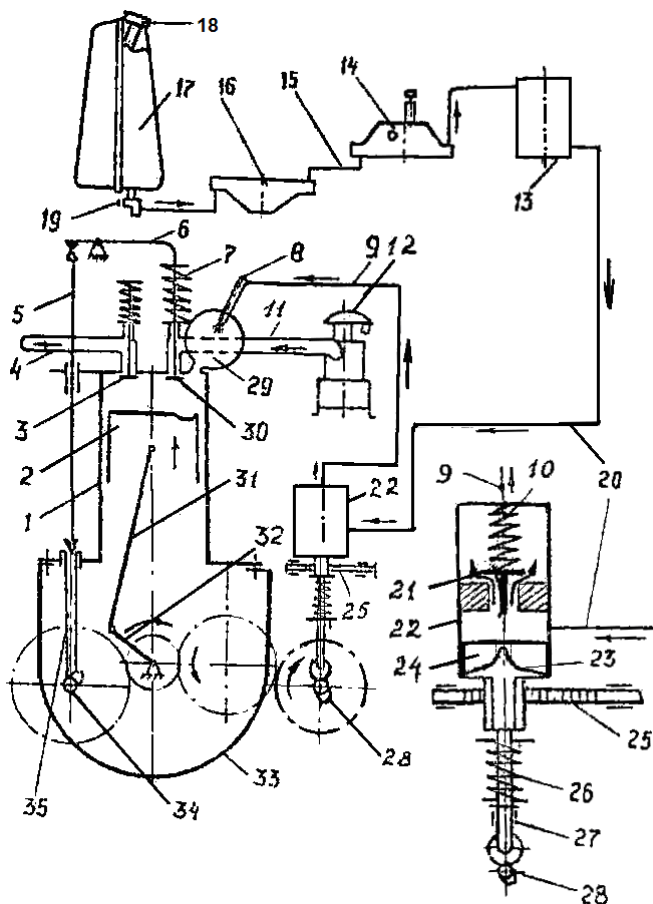


Рис. 4.4. Принципиальная схема устройства дизельного четырехтактного двигателя

Для установки и крепления основных механизмов и узлов двигателя служит его остов, состоящий из картера 33 и цилиндра 1. В дизельных двигателях строительных и дорожных машин устанавливается, как правило, несколько цилиндров, которые образуют блок цилиндров. Блок цилиндров отливают как одну деталь, называемую блок-картером. Сверху блок цилиндров герметически закрывается головкой блока.

В нижней части блок-картера имеются разъемные подшипники для установки коленчатого вала 32, а внутри – подшипники распределительного вала 34.

Снизу блок-картер закрывается поддоном, используемым в качестве резервуара для масла смазочной системы.

В верхней части блок-картер имеет рубашку охлаждения – пространство между наружной стенкой и стенками цилиндров, заполняемое охлаждающей жидкостью. В головке блока цилиндров имеются камеры сгорания 29, отверстия для крепления форсунок 8, гнезда для клапанов и рубашка охлаждения.

Кривошипно-шатунный механизм включает коленчатый вал 32, шатун 31, поршень 2, соединенный с шатуном поршневым пальцем, и маховик, установленный на конце коленчатого вала (на рисунке не показан).

В дизельных двигателях применяется газораспределительный механизм с верхними (подвесными) клапанами, расположенными в головке блока. Основными деталями газораспределительного механизма в этом случае являются: распределительный вал 34, толкатели 35, штанги 5, закрепленные на оси коромысла 6, впускные 30 и выпускные 3 клапаны, пружины 7 клапанов, шестерни привода распределительного вала.

Система питания дизеля состоит из двух частей: системы питания двигателя воздухом, предназначенной для очистки и подачи воздуха в цилиндры, и топливной системы, предназначенной для подачи в цилиндры под высоким давлением и в определенный момент соответствующего нагрузке количества жидкого топлива. К системе питания двигателя воздухом относятся воздухоочиститель 12 и впускные трубопроводы 11. Основными элементами топливной системы являются: топливный бак 17 с сетчатым фильтром 18, фильтры грубой 16 и тонкой 13 очистки топлива, подкачивающий насос 14, насос высокого давления 10, форсунки 7, трубопроводы низкого 15 и высокого 9 давления. Топливный насос высокого давления служит для подачи к форсункам дизельного топлива под высоким давлением.

Топливный насос имеет ряд секций, число которых соответствует количеству цилиндров двигателя. На рис. 4.4 показано устройство одной секции. Основными элементами секции топливного насоса являются гильза 22, плунжер 24 и нагнетательный клапан 21, прижимаемый к своему гнезду пружиной 10. Внутренняя поверх-

ность гильзы 22 и наружная поверхность плунжера 24 обработаны с высокой степенью точности за счет индивидуальной притирки, что исключает возможность утечки топлива между их поверхностями. Плунжер перемещается в неподвижно закрепленной гильзе вниз пружиной 26, а вверх – кулачковым валом 28 и толкателем 27. При нижнем положении плунжера в пространство гильзы над плунжером через открытое впускное отверстие в ее боковой поверхности по трубопроводу 20 поступает топливо. Как только верхняя торцевая кромка плунжера при его движении вверх пройдет у впускного отверстия гильзы, а его боковая поверхность закроет последнее, давление топлива над плунжером резко повышается и под его действием нагнетательный клапан 21 открывается. Топливо при этом из гильзы по трубопроводу высокого давления 9 и через форсунку 8 подается в камеру сгорания цилиндра.

Нагнетание топлива в цилиндре будет продолжаться до тех пор, пока отсекающая кромка 23 фигурной выточки на поверхности плунжера при его движении вверх не достигнет впускного отверстия гильзы.

В этот момент топливо из пространства над плунжером через боковую прорезь и соединенную с ней выточку на плунжере начнет перетекать во впускное отверстие. Давление над плунжером при этом, несмотря на дальнейшее движение последнего вверх, упадет, что приведет к закрытию пружиной 10 клапана 21 и прекращению подачи топлива в цилиндр.

При постоянной величине полного хода плунжера 24 его нагнетательный ход, а следовательно, и количество топлива, подаваемого в цилиндр, изменяются поворотом плунжера 24 вокруг его оси в неподвижной гильзе 22. В результате этого отсекающая кромка 23 фигурной выточки на плунжере раньше или позже будет совмещаться с выпускным отверстием гильзы при его движении вверх, а следовательно, будет больше или меньше вытекать топлива из надплунжерного пространства во впускное отверстие и, соответственно, меньше или больше топлива подаваться в цилиндр. Для поворота плунжеров на их нижних концах закреплены зубчатые секторы, находящиеся в зацеплении с рейкой 25 топливного насоса. Рейка 25 перемещается вручную или автоматически всережимным регулятором центробежного типа в сторону увеличения или уменьшения подачи в зависимости от нагрузки на двигатель.

Система смазки двигателя комбинированная, т. е. некоторые детали смазываются маслом, поступающим под давлением (коренные и шатунные подшипники, подшипники распределительного вала, поршневые пальцы, оси коромысел, шестерни механизмов и систем), а другие – разбрызгиваемым маслом.

Система охлаждения дизельных двигателей бывает жидкостной и воздушной. В первом случае отвод тепла от узлов и деталей осуществляется путем омывания блока цилиндров и головки блока охлаждающей жидкостью (чаще всего водой). Особенностью жидкостной системы охлаждения дизелей является то, что рубашки охлаждения пускового и дизельного двигателей соединены между собой. В результате этого при работе первого происходит подогрев деталей дизеля водой, нагретой в рубашке охлаждения пускового двигателя, что ускоряет прогрев и пуск основного двигателя.

Так как в системе охлаждения большинство дизелей имеет термостат, то при температуре охлаждающей жидкости до 68–72 °С последняя циркулирует по малому замкнутому кругу: насос–рубашка охлаждения головки цилиндров–рубашка охлаждения пускового двигателя–насос. При достижении охлаждающей жидкостью температуры свыше 68–72 °С клапан термостата открывается и вода циркулирует по большому замкнутому кругу: насос–рубашка охлаждения блока цилиндров–рубашка охлаждения головки цилиндров–радиатор–насос. При воздушном охлаждении двигатель обдувают холодным воздухом с помощью мощного вентилятора.

Система пуска служит для пуска двигателя в работу. Для пуска дизельного двигателя используются пусковой карбюраторный двухтактный или четырехтактный двигатель, вал которого через муфту сцепления, редуктор, шестерню привода соединяется с зубчатым венцом, закрепленным на маховике коленчатого вала дизеля.

Для повышения литровой мощности в дизелях используют наддув, т. е. воздух в цилиндры подают с помощью компрессора под давлением 15–16 кПа, превышающим атмосферное. Так как растет масса воздуха, поступающего в каждый цилиндр, можно увеличить и количество впрыскиваемого топлива. В этом случае при тех же размерах двигателя, частоте вращения коленчатого вала и числе цилиндров мощность его значительно увеличивается.



В двигателях с турбонаддувом для привода компрессора используется энергия отработавших газов, т. е. полезная мощность для этих целей не расходуется, и экономичность двигателя повышается. Кроме того, наддув дизелей способствует уменьшению содержания токсических веществ в отработавших газах.

Для осуществления наддува применяют газотурбокомпрессор (рис. 4.5), который состоит из двух колес с лопатками – центробежной радиальной турбины и одноступенчатого компрессора (центробежного нагнетателя), установленных на одном валу.

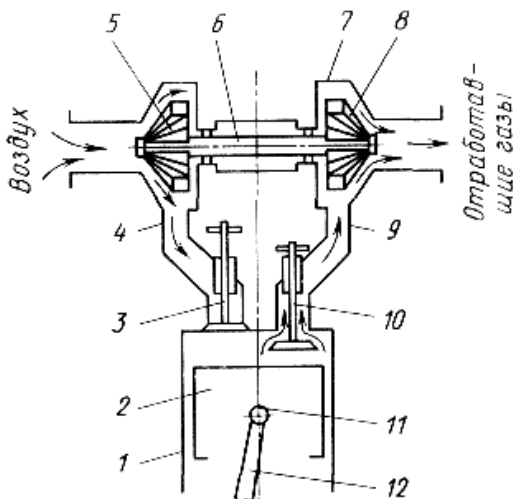


Рис. 4.5. Схема работы газотурбинного компрессора дизелей:

- 1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – впускной клапан; 4 – впускной трубопровод;
- 5 – колесо центробежного компрессора; 6 – вал турбокомпрессора; 7 – корпус турбокомпрессора; 8 – колесо турбины; 9 – газотводящий патрубок;
- 10 – выпускной клапан; 11 – поршневой палец; 12 – шатун

Турбокомпрессор работает следующим образом. При открытом выпускном клапане 10 поршень 2, двигаясь вверх, выталкивает отработавшие газы из цилиндра 1 в газотводящий патрубок 9. Через сопловой аппарат газы с большой скоростью поступают на лопатки рабочего колеса 8 турбины. Ударяясь в лопатки газовой турбины, они приводят ее во вращение вместе с валом 6, а затем по трубо-

проводу выходят в атмосферу. Вместе с валом вращается и рабочее колесо 5 центробежного компрессора, которое засасывает воздух через воздухоочиститель и под избыточным давлением нагнетает его по впускному трубопроводу 4 в цилиндр 1 дизеля. Наполнение цилиндра воздухом увеличивается и соответственно возрастает количество топлива, впрыскиваемого в цилиндр. При использовании газотурбинного наддува в дизелях нужно применять воздухоочистители с лучшей очисткой воздуха и увеличенной пропускной способностью. Мощность двигателя при этом возрастает на 25–40 %, однако несколько усложняется его конструкция.

### Основные параметры и характеристики двигателя

Работа двигателя характеризуется тремя основными параметрами: мощностью, крутящим моментом и удельным расходом топлива. Различают индикаторную, эффективную, литровую и налоговую мощность.

*Индикаторной мощностью*  $N_i$  называется работа  $L_i$ , совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени:

$$N_i = \frac{2}{\tau} L_i n, \text{ кВт},$$

где  $L_i$  – индикаторная работа, совершаемая газами в цилиндре за один цикл, кДж;

$n$  – частота вращения коленчатого вала двигателя,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\tau$  – тактность двигателя – число ходов поршня за один цикл ( $\tau = 4$  для четырехтактного двигателя и  $\tau = 2$  – для двухтактного).

Индикаторная работа определяется по площади индикаторной диаграммы, полученной при испытании двигателя или по данным теплотехнического расчета:

$$L_i = p_i V_{\text{ц}},$$

где  $p_i$  – среднее индикаторное давление в цилиндре за время цикла, кПа;

$V_{\text{ц}}$  – рабочий объем цилиндра двигателя,  $\text{м}^3$ .

Для многоцилиндрового двигателя индикаторная мощность

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i V_{\text{ц}} n i, \text{ кВт},$$

где  $i$  – число цилиндров двигателя.

С учетом того, что практически рабочий объем цилиндра измеряют в литрах,  $n$  – в  $\text{мин}^{-1}$  и среднее индикаторное давление  $p_i$  – в МПа, перепишем формулу определения индикаторной мощности:

$$N_i = p_i V_{\text{ц}} n i / 30\tau, \text{ кВт}.$$

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя, не может быть полностью использована для выполнения полезной работы. Часть ее расходуется на преодоление трения между сопряженными деталями двигателя (цилиндр–поршень, коленчатый вал–подшипники), на привод вспомогательных механизмов (водяной и масляный насосы, вентилятор, генератор и др.), на процесс газообмена в цилиндре (впуск свежего заряда и выпуск отработавших газов). Мощность, равноценная этим потерям, называется *мощностью механических потерь*  $N_{\text{м}}$ . Величина  $N_{\text{м}}$  зависит от типа двигателя и условий его эксплуатации. На величину  $N_{\text{м}}$  оказывает влияние температура охлаждающей жидкости и масла в двигателе.

Разность между индикаторной мощностью двигателя  $N_i$  и мощностью механических потерь  $N_{\text{м}}$  представляет собой *эффективную мощность двигателя*  $N_e$ , т. е. мощность, которая может быть получена на коленчатом валу двигателя и использована для приведения в действие рабочего органа машины:

$$N_e = N_i - N_{\text{м}}.$$

Механические потери двигателя более удобно оценивать по относительной величине, называемой *механическим КПД двигателя*  $\eta_{\text{м}}$ , представляющим собой отношение эффективной мощности  $N_e$  двигателя к индикаторной  $N_i$ :

$$\eta_{\text{м}} = N_e / N_i = (N_i - N_{\text{м}}) / N_i = 1 - N_{\text{м}} / N_i.$$

Величина  $\eta_m$  зависит от конструкции кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, совершенства системы смазки и качества применяемого масла, степени сжатия, частоты вращения коленчатого вала, качества технического обслуживания и ремонта двигателя. Для автомобильных и тракторных двигателей  $\eta_m = 0,75-0,9$ .

По аналогии с индикаторной эффективная мощность

$$N_e = p_e i V_{\text{ц}} n / (30\tau), \text{ кВт},$$

где  $p_e$  – среднее эффективное давление, кПа;

$p_m$  – среднее давление механических потерь, кПа.

Обычно эффективную мощность двигателя определяют при его испытаниях на специальном тормозном стенде путем определения крутящего момента  $M_e$  и частоты вращения коленчатого вала  $n$ .

*Литровая мощность двигателя*  $N_{\text{л}}$  представляет собой эффективную мощность двигателя  $N_e$ , снимаемую с одного литра рабочего объема всех цилиндров двигателя ( $V_{\text{л}} = i V_{\text{ц}}$ ):

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = p_e n / (30\tau), \text{ кВт/л}.$$

Литровая мощность позволяет оценивать совершенство конструкции двигателя. Среднее значение литровых мощностей карбюраторных двигателей находится в пределах 26–37 кВт/л, а дизельных – 9–15 кВт/л.

*Индикаторным удельным расходом топлива*  $g_i$  называется количество топлива, расходуемого двигателем в течение часа работы на единицу индикаторной мощности:

$$g_i = 10^3 G_m / N_i, \text{ г/(кВт·ч)}.$$

Аналогично определяется *эффективный удельный расход топлива*:

$$g_e = 10^3 G_m / N_e.$$

Среднее значение  $g_e$  для карбюраторных двигателей 0,147–0,184 кг/(кВт·ч), для дизелей – 0,118–0,154 кг/(кВт·ч).

### ***Тепловой баланс двигателя***

В двигателе внутреннего сгорания в полезную работу превращается только часть теплоты, выделяемой при сгорании в цилиндре топлива (20–40 %). Остальное составляют тепловые потери.

Распределение теплоты, полученной при сгорании топлива в цилиндре, описывается уравнением, называемым ***тепловым балансом двигателя***:

$$Q_T = Q_i + Q_{\omega} + Q_r + Q_s + Q_k,$$

где  $Q_T$  – теплота, полученная при сгорании определенного количества топлива в двигателе;

$Q_i = (0,22\text{--}0,3)Q_T$  – теплота, превращенная в эффективную работу двигателя;

$Q_{\omega} \approx (0,12\text{--}0,25)Q_T$  – теплота, отводимая водяной или воздушной системой охлаждения;

$Q_r = (0,3\text{--}0,55)Q_T$  – теплота, теряемая при выходе отработавших газов в атмосферу;

$Q_s \approx (0\text{--}0,35)Q_T$  – неиспользованная теплота из-за неполного сгорания топлива в цилиндре;

$Q_k = (0,03\text{--}0,1)Q_T$  – прочие (неучтенные) потери тепла.

## *Лабораторная работа № 5*

# **ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕГО УСТРОЙСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ АСФАЛЬТОСМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

## **З а д а н и е**

1. Изучить общее устройство асфальтосмесительных установок непрерывного и периодического действия, взаимное расположение их оборудования.
2. Изучить технологический процесс приготовления асфальтобетонной смеси в асфальтосмесительных установках непрерывного и периодического действия, характер и особенности выполнения операций при этом.
3. Вычертить технологическую схему асфальтосмесительной установки (по указанию преподавателя).

## **Общие сведения об устройстве и работе асфальтосмесительных установок**

Асфальтосмесительные установки представляют собой технологический комплекс оборудования и агрегатов, работающих в единой технологической цепи, и предназначены для приготовления горячих асфальтобетонных смесей различных составов.

В зависимости от технологии протекания процесса смешивания при приготовлении асфальтобетона различают асфальтосмесительные установки непрерывного и периодического (циклического) действия.

В установках непрерывного действия все технологические операции выполняются непрерывно. В установках периодического действия подготовительные и вспомогательные операции выполняются непрерывно, а дозирование, смешивание и разгрузка смесителя производятся периодически порциями.

На рис. 5.1 приведена технологическая схема асфальтосмесительной установки непрерывного действия с партерным расположением основного оборудования, а на рис. 5.2 – асфальтосмесительной установки периодического действия с башенным расположением оборудования смесительного агрегата.

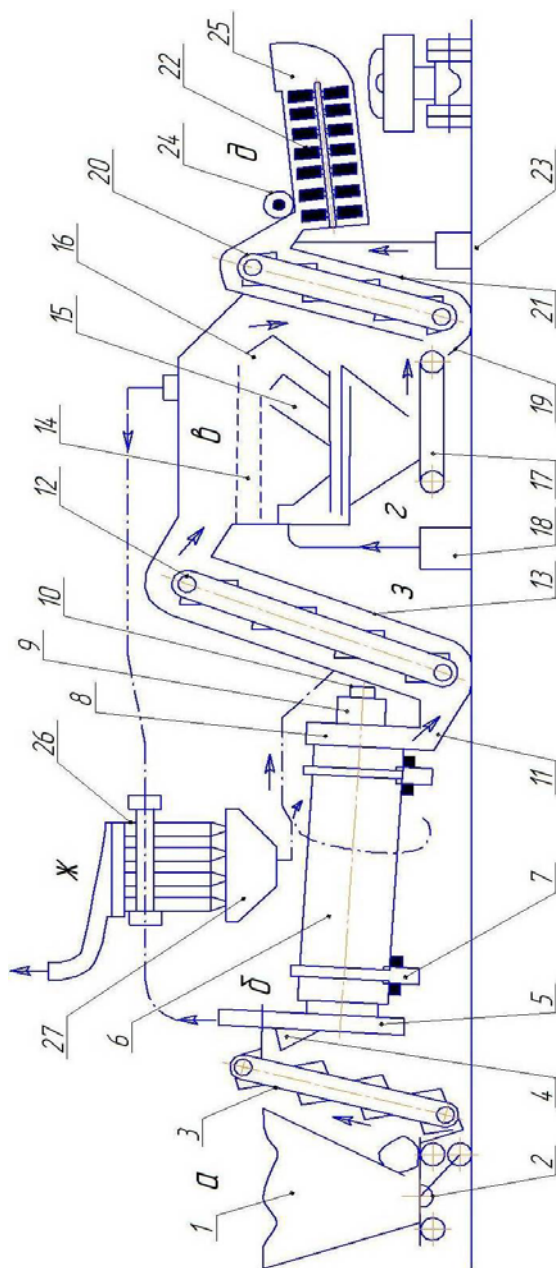


Рис. 5.1. Технологическая схема асфальтосмесительной установки непрерывного действия

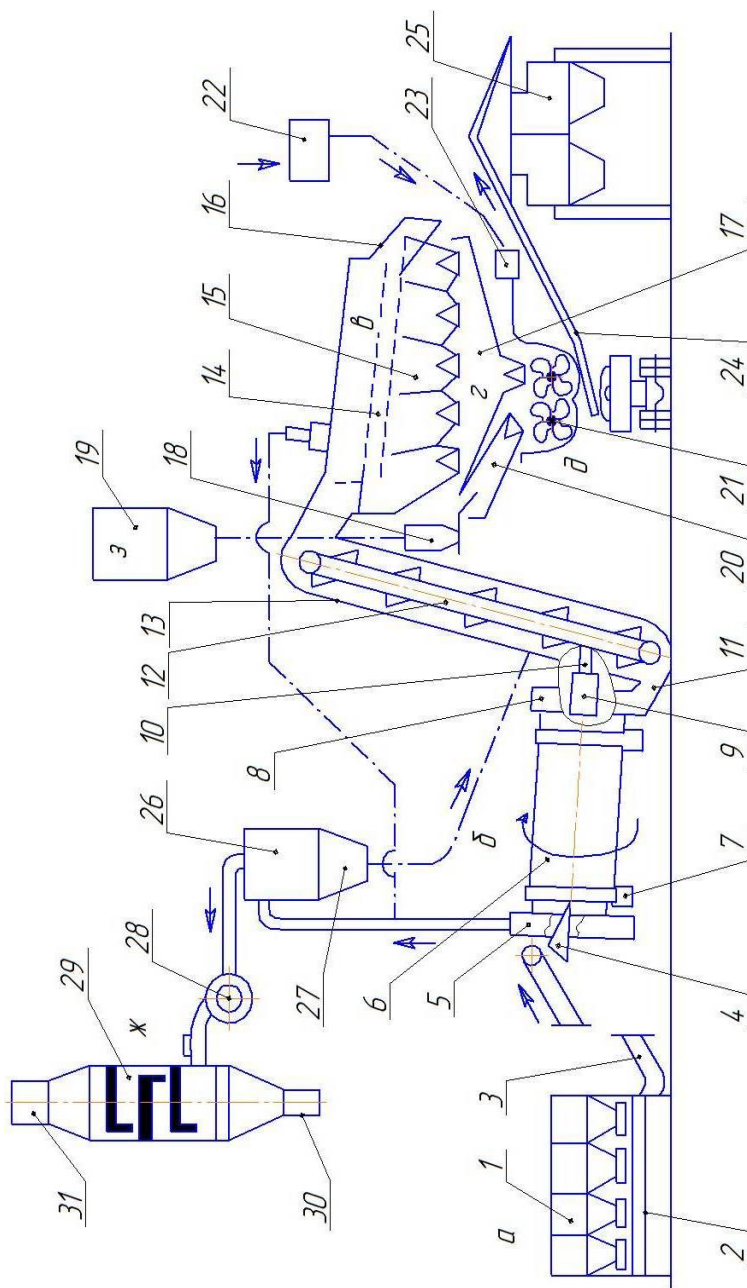


Рис. 5.2. Технологическая схема асфальтосмесительной установки периодического действия



Асфальтосмесительные установки, независимо от принципа их работы, состоят из следующих основных агрегатов, см. рис. 5.1: агрегата питания (*а*), сушильного барабана (*б*), смесительного агрегата, агрегата для хранения и подачи минерального порошка (*з*), оборудования для нагрева, дозирования и подачи битума, устройства для очистки воздуха от пыли (*ж*), см. рис. 5.2. В смесительный агрегат входят грохот (*в*), дозаторы с расходными и весовыми бункерами (*з*), смеситель (*д*). Основные агрегаты асфальтосмесительных установок связаны между собой транспортирующим оборудованием.

Технологический процесс приготовления асфальтобетонной смеси протекает в следующей последовательности (см. рис. 5.1 и 5.2).

Песок со щебнем или гравием соответствующих фракций со склада загружаются в бункер 1 агрегата питания с применением погрузчиков, экскаваторов, ленточных конвейеров и других машин.

Питатели 2 предварительно дозируют по объему и непрерывно выдают минеральные материалы из бункеров 1 на ленточный конвейер или холодный ковшовый элеватор 3. Поднятый ими материал по лотку 4 сыпается в загрузочное устройство 5 сушильного барабана 6. Сушильный барабан установлен на опорных роликах 7 под углом 3–6° к горизонту и внутри имеет продольные лопасти, прикрепленные к стене барабана. Навстречу минеральным материалам внутри барабана движутся горячие газы, образуемые в топке 9 при сгорании жидкого топлива (мазута), подаваемого форсункой 10.

При таком противоточном движении горячих газов и минеральных материалов происходит интенсивная сушка и нагрев последних до температуры 180–250 °С.

Нагретые минеральные материалы через загрузочную коробку 8 сушильного барабана подаются в приемный лоток 11 ковшового элеватора 12. Горячий элеватор имеет теплозащитный кожух 13, поднимает нагретые материалы на требуемую высоту и подает их на вибрационный грохот 14. Грохот сортирует минеральные материалы по фракциям, которые поступают в отдельные отсеки бункера горячих материалов 15, имеющих теплоизоляционный кожух. негабаритный щебень с верхнего сита грохота по сыпному лотку 16 отводится в отдельный бункер или за пределы смесительного агрегата. Отсеки бункера для отдельных фракций имеют окна для отвода излишков материала по патрубкам в бункер излишков.

В асфальтосмесительных установках непрерывного действия (см. рис. 5.1) отдельные фракции нагретых минеральных материалов из отсеков горячего бункера поступают на весовые дозаторы непрерывного действия 17.

Параллельно отдельными дозаторами производится непрерывное дозирование минерального порошка, который поступает на дозатор их соответствующего бункера, а в него подается из емкости для хранения.

Дозируемые фракции минеральных материалов и минеральный порошок из дозаторов подаются в загрузочную коробку 19 второго горячего элеватора 20, имеющего теплозащитный кожух 21. Элеватор поднимает указанные материалы и непрерывно загружает их в двухвальный лопастной смеситель 22 непрерывного действия с принудительным перемешиванием. В этот же смеситель битумным насосом-дозатором 24 непрерывно подается битум, нагретый в битумоплавильне 23 до рабочей температуры (150–180 °С). Под действием лопастей вращающихся валов смесителя составляющие асфальтобетона совершают движение по сложным траекториям с различными скоростями: поднимаются вверх, опускаются вниз, вдавливаются в объемы материала с меньшей скоростью движения, обычно расположенные дальше от лопастей, смещаются вдоль валов в сторону разгрузки и т. д. При этом все частицы смеси обволакиваются жидким горячим битумом. В результате перемешивания частицы меньших размеров заполняют промежутки между более крупными частицами, вытесняя из них воздух. Перемешанная асфальтобетонная смесь выгружается непрерывным потоком из смесителя и при открытом затворе 25 высыпается в кузов автосамосвала. Затвор двухвального лопастного смесителя непрерывного действия выполнен в виде поворачивающегося сектора, образующего накопительный бункер небольшой вместимости. При закрытом затворе производится смена транспортных средств (автосамосвалов) для отвозки асфальтобетона.

Смесительные агрегаты асфальтосмесительных установок периодического действия, см. рис. 5.2, работают в циклическом режиме. В них фракции минеральных материалов из горячего бункера 15 поочередно поступают на весовой дозатор циклического действия 17. Отдельным дозатором 20 дозируются порции минерального порош-

ка, который находится в бункере 18. Минеральный порошок подается из агрегата хранения 19. Отдозированные фракции минеральных материалов и минерального порошка поступают в двухвальный лопастной смеситель 21 циклического действия. В этот смеситель битумным насосом-дозатором 23 подается порция битума, нагретого до рабочей температуры (150–180 °С). Лопастные валы смесителя наклонены вдоль в одну и другую сторону, что способствует противоточному принудительному перемещению перемешиваемого материала с различными скоростями и по различным траекториям. Под давлением лопастей и гравитационных сил частицы будут двигаться по линии наименьшего сопротивления, вытесняя воздух из промежутков между более крупными частицами, заполняя эти промежутки и перераспределяясь по всему объему. При этом все частицы хорошо обволакиваются горячим битумом. Большинство лопастей перемешиваемые материалы сдвигаются к середине смесителя. После окончания перемешивания открывается разгрузочный затвор, расположенный в середине корпуса смесителя, и порция приготовленной горячей асфальтобетонной смеси высыпается в автосамосвал или ковш скипового подъемника 24. С его помощью приготовленная смесь перегружается в накопительный бункер 25. Наличие накопительных бункеров исключает простой смесительно-го агрегата при задержке автотранспорта и ускоряет его загрузку.

Асфальтосмесительные установки оборудуются агрегатом очистки дымовых газов и запыленного воздуха смесительного агрегата. Способы очистки могут быть различными. На рис. 5.1 приведена схема одноступенчатой сухой очистки дымовых газов и запыленного воздуха. Дымовые газы, выходящие из сушильного барабана, и запыленный воздух над грохотом проходят через батарею циклонов 26, где за счет изменения направления движения, резкого снижения скорости частицы пыли под действием силы тяжести оседают в бункер 27 циклонов. Затем собранная пыль подается на горячий элеватор, и только незначительное количество мелких частиц улетает в атмосферу.

На рис. 5.2 приведена схема двухступенчатой очистки дымовых газов и запыленного воздуха. Запыленный воздух и дымовые газы поступают в первую ступень очистки 26. Задержанная здесь пыль из бункера 27 подается на горячий элеватор, а воздух с газами на-

правляется дымососом (вентилятором) 28 во вторую ступень очистки 29. Во второй ступени применяются мокрая очистка, очистка рукавными фильтрами или электрофильтрами. Пыль и шлам из второй ступени очистки удаляются через питатель 30, а очищенный воздух выходит в атмосферу через трубу 31.

Асфальтосмесительные установки непрерывного действия применяются для приготовления асфальтобетонной смеси постоянного состава при больших объемах работы. Они требуют остановки всех агрегатов при переналадке дозаторов на выпуск смеси другого состава, и в них невозможно регулировать время перемешивания.

Асфальтобетонные установки периодического действия позволяют быстро и легко переходить на выпуск смеси другого требуемого рецептурного состава, а также регулировать продолжительность перемешивания для обеспечения нужного качества перемешивания. Башенное расположение основного оборудования смесительной установки уменьшает количество транспортирующих машин и занимаемую ею площадь.

## *Лабораторная работа № 6*

### **ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

#### **З а д а н и е**

1. Изучить общее устройство тягово-транспортных машин строительного комплекса.
2. Изучить назначение, устройство и работу механизмов поворота тягово-транспортных машин.
3. Вычертить схему тягово-транспортной машины согласно варианту задания, табл. 6.1.

Таблица 6.1

Показатели	Варианты задания					
	Схема машины для вычерчивания					
	1, рис. 6.1	2, рис. 6.2	3, рис. 6.3, б	4, рис. 6.4, б	5, рис. 6.6	6, рис. 6.7
Тип трактора	T-11.01	T-15.01	T-20.01	T-25.01	T-35.01	T-500
Характеристика пути движения	Грунт насыпной, свежееотсыпной					
Номера передачи при движении	1, 2, 3					
Уклон пути	Спуск 8°	Подъем 8°	Спуск 5°	Спуск 6°	Подъем 9°	Подъем 11°

4. Определить силу тяги на крюке трактора в соответствии с вариантом задания.

#### **Общие сведения о грузовых автомобилях, колесных тягачах и тракторах**

При производстве строительных работ используются грузовые автомобили, которые делятся на универсальные – бортовые, имеющие кузова-платформы с откидными бортами, и автосамосвалы, автомобили с опрокидными кузовами с задней или боковой раз-

грузкой и специализированные автомобили – цистерны, битумовозы, цементовозы, автобетоносмесители, контейнеро-, панели- и фермовозы, автомобили для перевозки длинномерных грузов – роспуски. Для перебазирования дорожных и строительных машин используют автопоезда, включающие тягач и прицепную или полуприцепную платформу – трейлер.

Для повышения проходимости машин и соблюдения норм давления на дорожные покрытия автомобили выпускают с различным числом колесных осей (мостов).

Основными частями автомобиля являются двигатель, шасси и кузов (рис. 6.1). Двигатель 1 предназначен для преобразования тепловой энергии, получаемой при сгорании топлива, в механическую работу. Шасси представляет собой комплекс агрегатов и механизмов, предназначенных для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам, передвижения автомобиля и управления им. Шасси состоит из трансмиссии, ходовой части и механизмов управления.

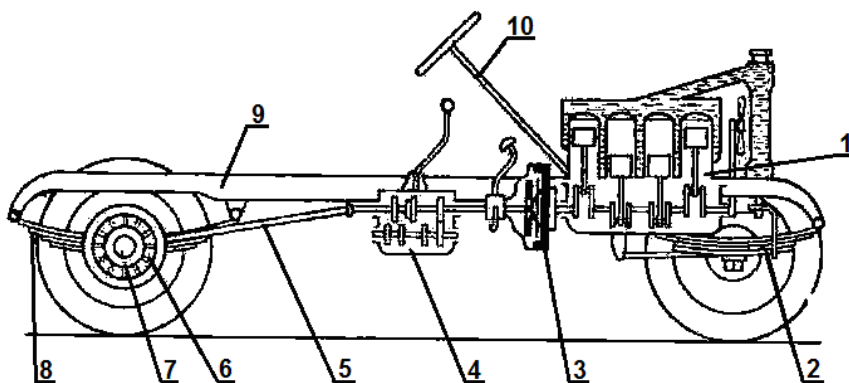


Рис. 6.1. Схема расположения основных агрегатов и механизмов на автомобиле:  
1 – двигатель; 2 – передний мост; 3 – сцепление; 4 – коробка передач; 5 – карданная передача; 6 – главная передача; 7 – дифференциал; 8 – задний мост; 9 – рама;  
10 – система рулевого управления

Трансмиссия (силовая передача) предназначена для изменения, распределения и передачи крутящего момента от вала двигателя 1 к ведущим колесам машины. Она состоит из механизма сцепления 3, коробки передач 4, карданной передачи 5, главной передачи 6, дифференциала 7 и полуосей. Коробка передач служит для измене-

ния передаточного числа, крутящего момента и направления движения, передаваемого от двигателя на ведущие колеса, что необходимо для выбора оптимальных режимов движения в зависимости от дорожных условий и степени загрузки автомобиля. Муфта сцепления позволяет при переключении передач отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь соединить их без остановки автомобиля, а также служит для плавного трогания автомобиля с места.

Раздаточную коробку устанавливают на автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами и более, она предназначена для распределения потока мощности между ними.

В ходовую часть входят рама 9, на которой крепятся все узлы и агрегаты автомобиля, подвеска (передняя и задняя), передний 2 и задний 8 мосты и колеса автомобиля.

Механизмы управления автомобиля состоят из двух самостоятельных систем: рулевого управления 10 и тормозной системы. Направление движения автомобиля изменяют путем поворота передних колес.

Особенностью ведущих мостов является наличие главной передачи и дифференциала (рис. 6.2). Главная передача служит для увеличения крутящего момента и передачи движения под прямым углом к заднему мосту, а дифференциал перераспределяет крутящий момент между колесами при движении машины на повороте. Крутящий момент от карданного вала передается на ведущую шестерню 1 главной передачи, от которой приводится во вращение ведомая шестерня 2, скрепленная с корпусом 7 дифференциала. Внутри коробки дифференциала установлены конические шестерни-сателлиты 6, свободно вращающиеся на осях 5 и находящиеся в зацеплении с коническими шестернями 4 полуосей (приводных валов) 3 ведущих колес.

При прямолинейном движении, когда ведущие колеса проходят одинаковый путь, а следовательно, вращаются с одинаковой частотой, сателлиты, не вращаясь, передают крутящий момент от коробки дифференциала на шестерни левой и правой полуосей. При повороте (см. рис. 6.2) внешнее колесо проходит больший путь ( $b-b$ ), чем внутреннее колесо ( $a-a$ ), с большей скоростью. Следовательно, частота вращения конической шестерни полуоси внешнего колеса больше, чем у внутреннего. При этом сателлиты, продолжая движение совместно с коробкой дифференциала, вращаются вокруг собственных осей, обегая шестерню полуоси внутреннего колеса и позволяя полуосям вращаться с различной частотой.

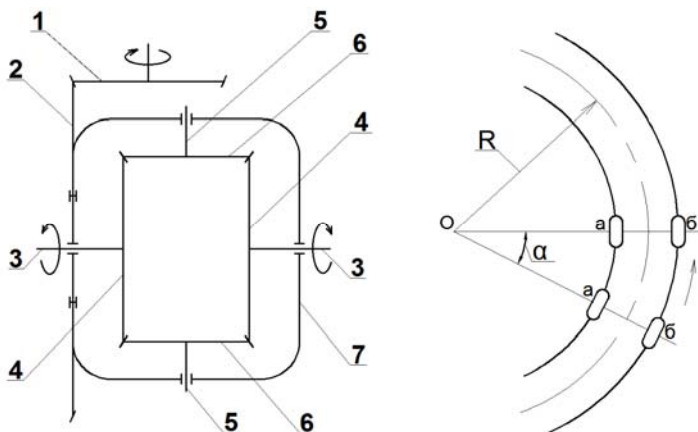


Рис. 6.2. Схема главной передачи и дифференциала и траектория движения колес автомобиля на повороте:  
1, 2 – шестерни главной передачи; 3 – ведущие полуоси; 4 – шестерни полуосей;  
5 – оси сателлитов; 6 – сателлиты; 7 – корпус дифференциала

Трактор состоит из следующих основных механизмов и агрегатов: двигателя, трансмиссии, ходовой части, механизмов управления, рабочего и вспомогательного оборудования. Назначение и расположение основных частей колесного трактора (рис. 6.3, а) принципиально не отличаются от аналогичных частей автомобиля и дополнительных пояснений не требуют.

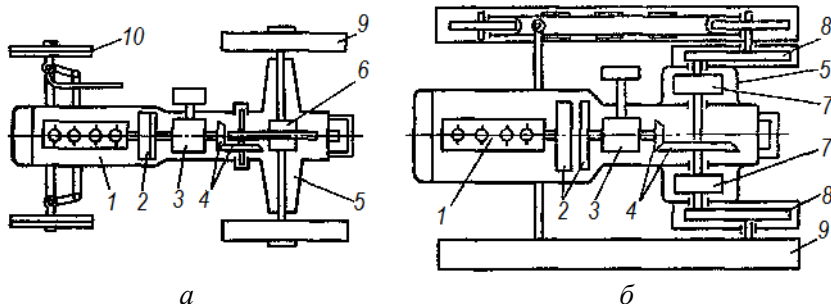


Рис. 6.3. Схемы расположения основных агрегатов и механизмов на тракторах:  
а – колесном; б – гусеничном; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач;  
4 – центральная передача; 5 – задний мост; 6 – дифференциал; 7 – бортовые  
фрикционы; 8 – конечная передача; 9 – ведущие колеса (гусеницы);  
10 – направляющие колеса



Рассмотрим особенности устройства гусеничного трактора (рис. 6.3, б). Назначение двигателя 1 у гусеничного трактора аналогично назначению его у автомобиля и колесного трактора. В трансмиссию трактора входят: сцепление 2, промежуточные соединения, коробка передач 3, главная (центральная) 4 и конечные (бортовые) 8 передачи.

Ходовая часть гусеничного трактора состоит из остова, гусеничного движителя (гусениц 9 с ведущими и направляющими колесами), подвески, опорных и направляющих катков. Управление движением гусеничного трактора производится механизмом поворота, основной частью которого являются муфты поворота 7 (бортовые фрикционы).

Рабочее и вспомогательное оборудование трактора предназначено для использования мощности тракторного двигателя для привода рабочих органов прицепных и навесных машин и другого оборудования. К нему относятся навесные и прицепные устройства и крюки, валы отбора мощности, приводной шкив, приводные лебедки.

В качестве базовых машин для навесного и прицепного оборудования используют специальные колесные тягачи и гусеничные тракторы.

Колесные тягачи по ходовому устройству разделяют на одноосные и двухосные (рис. 6.4). Одноосный тягач может передвигаться и выполнять рабочие операции только будучи агрегатированным с различными видами оборудования. Выпускают одноосные тягачи массой 9–27 т, мощностью 145–900 кВт. Двухосные тягачи в отличие от одноосных могут передвигаться самостоятельно без агрегатирования. По схеме поворота они подразделяются на машины с одной управляемой осью – передней или задней, с бортовым поворотом или с шарнирно сочлененной рамой.

В строительстве широкое применение находят тракторы общего назначения и промышленные. Тракторы общего назначения рассчитаны главным образом на реализацию тягового усилия на крюке на повышенных скоростях (10–12 км/ч), что характерно для сельскохозяйственных работ. Они мало приспособлены для длительной работы в режиме малых скоростей (3–4 км/ч) с максимальным тяговым усилием.

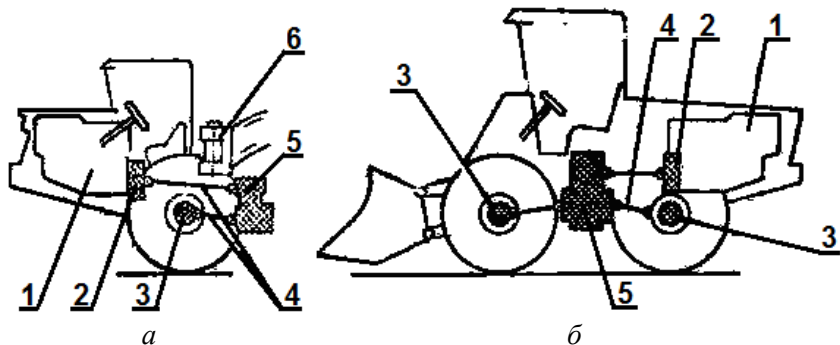


Рис. 6.4. Компоновочные схемы колесных тягачей:  
*а* – одноосного; *б* – двухосного; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – ведущие мосты;  
 4 – карданные валы; 5 – коробка передач; 6 – шарнир сцепного устройства  
 с агрегируемым оборудованием

*Ходовая часть* – это совокупность элементов шасси, образующих ходовую тележку самоходных и прицепных машин. Она предназначена для передвижения машин, передачи нагрузки на опорную поверхность, обеспечения устойчивости машин, реализации тягового усилия через движитель. *Движителем* называют устройство, преобразующее энергию силовой установки в линейное передвижение машины.

Пневмоколесные ходовые части находят наиболее широкое применение в мобильных строительных и дорожных машинах. Основным элементом пневмоколесных ходовых частей является пневматическая шина (рис. 6.5), состоящая из покрышки, камеры, в которую накачивается воздух, ободной ленты и вентиля.

Иногда применяют бескамерные шины, представляющие собой покрышки, герметически прилегающие к ободам (рис. 6.5, б). Существуют шины высокого (0,5–0,7 МПа) и низкого давления (0,12–0,35 МПа). Давление на опорную поверхность определяется в основном давлением воздуха в шине. Для повышения проходимости машин по слабым грунтам применяют шины сверхнизкого давления (0,05–0,08 МПа). В зависимости от соотношения  $H/B$  (рис. 6.5, д) различают шины обычные ( $H/B = 0,9–1,1$ ), широкопрофильные ( $H/B = 0,4–0,9$ ), арочные ( $H/B = 0,3–0,4$ ) и пневмокаты

ки ( $H/B = 0,2-0,35$ ). У обычной шины наружный диаметр  $D$  связан с высотой  $H$  и диаметром обода  $d$  зависимостью

$$D \approx 2H + d.$$

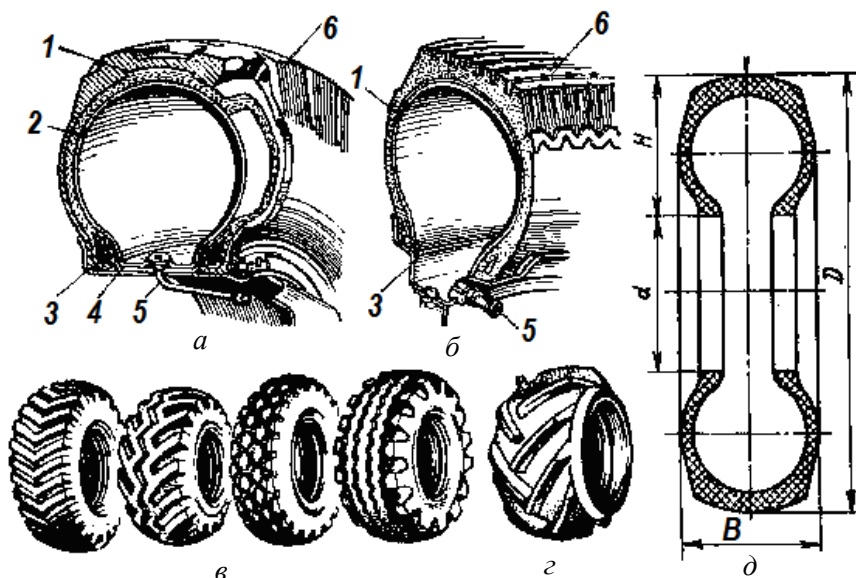


Рис. 6.5. Пневматические шины:

*а* – камерная; *б* – бескамерная; *в* – типы рисунков протекторов; *г* – арочная;  
*d* – основные размеры шины; 1 – покрышка; 2 – камера; 3 – обод колеса;  
 4 – ободная лента; 5 – вентиль; 6 – протектор

Маркировку шин наносят на боковины двумя числами через тире. Например: 14,00–20. Первое число характеризует ширину профиля  $B$ , а второе – внутренний (или посадочный) диаметр  $d$  (в дюймах).

В пневмоколесные ходовые части входят элементы подвески (рис. 6.6). Эти элементы, являясь упругими, предназначены для снижения динамических нагрузок, действующих на раму машины при передвижении. В качестве таких элементов используют рессоры, пакет (набор) стальных полос переменной жесткости, пружины, торсионы (стержни, работающие на кручение).

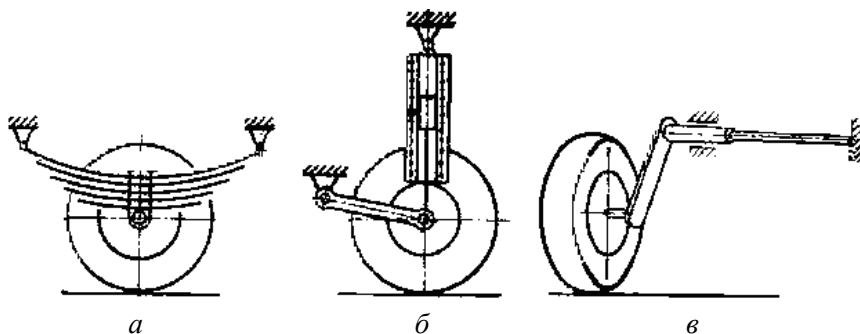


Рис. 6.6. Упругие подвески:  
*а* – рессорная; *б* – пружинная; *в* – торсионная

Гусеничные ходовые части по сравнению с пневмоколесными имеют большую поверхность опоры, что обеспечивает лучшее сцепление с грунтом, повышенную проходимость в условиях бездорожья и слабых грунтов при малом давлении на грунт (0,04–0,1 МПа). Машины с гусеничными ходовыми частями способны преодолевать уклоны до 50 %. К недостаткам гусеничных ходовых частей строительных и дорожных машин следует отнести большую массу (до 40 % общей массы машины), сложность конструкции, интенсивное изнашивание, а также малую транспортную скорость (до 12 км/ч) и недопустимость передвижения по дорогам с усовершенствованными покрытиями во избежание порчи последних.

Гусеничный движитель трактора воспринимает его массу и приводит машину в движение, он должен обеспечивать необходимую плавность хода, достаточное сцепление с почвой, самоочищение от налипшей грязи и минимальный шум при работе. Гусеничные ходовые части могут быть жесткими малоопорными (рис. 6.7, *а*), жесткими многоопорными (рис. 6.7, *б*), упругобалансирными (рис. 6.7, *в*) и индивидуально-эластичными. У жестких гусеничных ходовых частей оси опорных катков укреплены неподвижно на раме машины или гусеничной тележки, а у упругих – могут перемещаться, копируя все неровности опорной поверхности и тем самым улучшая сцепление. Жесткие многоопорные и упругобалансирные гусеничные ходовые части могут быть конструктивно выполнены в виде

гусеничных тележек, которые соединены с рамой машины жестко (экскаваторы) или с помощью упругих элементов.

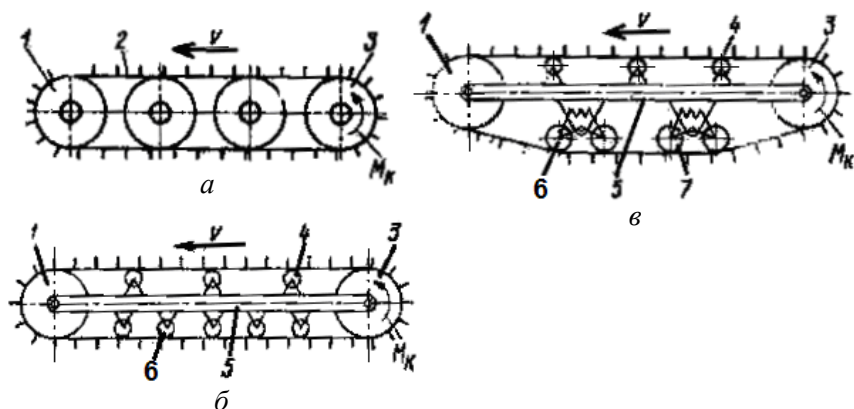


Рис. 6.7. Гусеничные ходовые части:

- a* – жесткая малоопорная; *б* – жесткая многоопорная; *в* – упругобалансирная;  
 1 – направляющее колесо; 2 – гусеница; 3 – ведущее колесо;  
 4 – поддерживающие катки; 5 – рама гусеничной тележки;  
 6 – опорные катки; 7 – балансир с упругим элементом

### Методические указания по определению силы тяги на крюке гусеничного трактора

Одним из основных эксплуатационных параметров трактора является его тяговое усилие на крюке. Сила тяги на крюке трактора  $P_{кр}$  зависит от его мощности, скорости движения и характера пути движения и может быть определена по формуле

$$P_{кр} = P - P_f,$$

где  $P$  – сила тяги, развиваемая на ходовом аппарате трактора;

$P_f$  – сопротивление движению трактора.

Значение  $P$  принимается из сопоставления силы тяги, развиваемой трактором по мощности  $P_N$  и по сцеплению  $P_{сц}$ .

Значения  $P_N$  и  $P_{\text{сц}}$  определяются по формулам:

$$P_N = \frac{N_d \eta}{v};$$

$$P_{\text{сц}} = mg\varphi,$$

где  $N_d$  – мощность двигателя трактора, кВт (табл. 6.2);

$\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД) силовой передачи:  
 $\eta = 0,80\text{--}0,86$ ;

$v$  – скорость движения, м/с;

$m$  – масса трактора, кг;

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$\varphi$  – коэффициент сцепления ходового аппарата с грунтом:  $\varphi = 0,6\text{--}0,8$ .

Таблица 6.2

### Техническая характеристика гусеничных тракторов

Показатели	Марка трактора					
	T-11.01	T-15.01	T-20.01	T-25.01	T-35.01	T-500
Мощность двигателя, кВт	123	176	206	279	353	353
Масса, кг	16000	22200	26300	36000	45000	41800
Скорость движения, км/ч, вперед:						
1-я передача	3,7	3,9	3,6	3,8	4,0	4,0
2-я передача	6,8	6,9	6,5	6,8	7,2	7,2
3-я передача	11,0	11,1	10,4	11,7	11,9	13,0

Если  $P_N < P_{\text{сц}}$ , то принимается  $P = P_N$ ; если  $P_N > P_{\text{сц}}$ , то принимается  $P = P_{\text{сц}}$ , так как в этом случае сила тяги по мощности  $P_N$

полностью не может быть использована из-за буксования трактора при достижении тягового усилия на ходовом аппарате величины  $P_{\text{сц}}$ .

Значение  $P_f$  при прямолинейном движении с постоянной скоростью определяется по формуле

$$P_f = P_{f_{\text{п}}} + P_{f_i},$$

где  $P_{f_{\text{п}}}$  – сопротивление движению трактора на прямолинейном участке;

$P_{f_i}$  – сопротивление движению трактора от уклона пути, знак «плюс» (+) принимается при движении на подъем, знак «минус» (–) – при спуске по уклону.

В свою очередь

$$P_{f_{\text{п}}} = mgf \cos \alpha;$$

$$P_{f_i} = mg \sin \alpha,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления движению:  $f = 0,12$ ;

$i$  – уклон пути движения, градусы.

## *Лабораторная работа № 7*

### ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКОВ

#### З а д а н и е

1. Изучить конструкцию асфальтоукладчика и технологический процесс его работы.
2. Вычертить конструктивную схему асфальтоукладчика (рис. 7.1).
3. Определить эксплуатационную производительность асфальтоукладчика по исходным данным согласно варианту (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Техническая характеристика асфальтоукладчиков

Показатели	Вариант					
	1, рис. 7.1	2, рис. 7.2	3, рис. 7.3	4, рис. 7.1	5, рис. 7.2	6, рис. 7.3
1	2	3	4	5	6	7
Марка укладчика	АСФ-К-3-02	АСФ-К-2-04	АСФ-Г-3-08	АСФ-Г-4-03	АСФ-К-2-07	АСФ-К-4-2-01
Производитель	Брянский арсенал			Ирмаш		
Двигатель	Колесный		Гусеничный		Колесный	
Производительность, т/ч	До 500	До 350	До 600	До 600	до 300	до 500
Вместимость бункера, т	10	10	12	14	10	12
Ширина укладываемой полосы $B$ , м	2,5–6,5	2,5–4,5	2,5–6,5	2,8–9,0	2,2–4,5	2,5–7,0
Толщина укладываемого слоя $h$ , мм	До 250	До 250	До 300	30–300	30–250	30–300
Двигатель	Дизельный					
Модель	Д 260.1	Д 245-162	Д 260.1	Д 260.4	Д 243	Д 243
Мощность, кВт	114	77,2	114	154	60	96,5
Скорость передвижения:						
рабочая $v_p$ , м/мин	До 20	До 25	До 14	0,7–24	0,9–20	0,8–20
транспортная, км/ч	До 16	До 18	До 3,3	До 3,1	До 16	До 16



1	2	3	4	5	6	7
Габаритные размеры, мм:						
длина	6700	6285	6350	6620	5990	6800
ширина	2530	2530	2530	2500	2350	2500
высота	3950	3950	3970	3750	3750	3750
Масса, т	16,5	14,5	16,4	20	13,25	18,5

### Общие сведения об устройстве и технологическом процессе работы асфальтоукладчиков

Асфальтоукладчики являются самоходными машинами непрерывного действия, обеспечивающими безостановочную укладку асфальтобетонных покрытий и разнообразных смесей из грунта и каменных материалов с органическими вяжущими. Схема асфальтоукладчика на гусеничном ходу представлена на рис. 7.1.

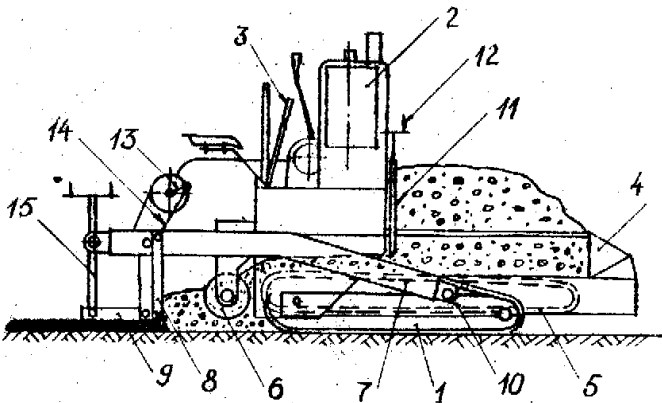


Рис. 7.1. Конструктивная схема асфальтоукладчика:

- 1 – гусеничная тележка; 2 – двигатель; 3 – рычаги управления;
- 4 – приемный бункер; 5 – пластинчатый питатель; 6 – распределительный шнек;
- 7 – рама; 8 – трамбующий брус; 9 – выглаживающая плита; 10 – шарнир;
- 11 – заслонка; 12 – винт регулировочный; 13 – эксцентриковый вал;
- 14 – шатун; 15 – винт установочный

Асфальтоукладчик состоит из двух частей: тракторной части, представляющей собой тележку 1 на гусеничном ходу, на которой

установлены двигатель 2 с коробкой передач и главным трансмиссионным валом, рычаги управления 3, приемный бункер 4 с пластинчатыми цепными питателями 5 и распределительными шнеками 6, и навесной части, представляющей собой шарнирную П-образную раму 7, охватывающую тракторную часть и своими свободными концами шарнирно прикрепленную к раме гусеничной тележки, на которой смонтированы рабочие органы – трамбующий брус 8 и выглаживающая плита 9.

Приемный бункер 4 является устройством, согласующим циклическую подачу смеси с непрерывной ее укладкой. Бункер состоит из двух боковых, передней и задней стенок и днища, образованного двумя пластинчатыми питателями 5. Питатели имеют отдельный привод и, в зависимости от ширины укладываемой полосы, включают один или оба питателя, подающие смесь из бункера 4 к двум соосно установленным шнекам 6, которые распределяют ее по ширине полосы. Шнеки выполнены с противоположной навивкой и снабжены отдельными приводами. Скорость движения питателей и число оборотов шнеков устанавливаются в зависимости от скорости передвижения укладчика.

Для регулирования количества смеси, подаваемой питателями к шнекам, служат заслонки 11 на задней стенке бункера 4. Их можно поднимать и опускать вручную при помощи винта 12.

Трамбующий брус 8 предназначен для предварительного уплотнения асфальтобетонной смеси. Он состоит из двух половин: каждая приводится в действие от своего эксцентрикового вала 13, шатунами 14 соединенного с трамбующим брусом 8. Для очистки трамбуемого бруса от прилипшей асфальтобетонной смеси предусмотрен нож-отражатель. Выглаживающая плита 9 является второй опорой несущей рамы 7 и состоит из двух шарнирно соединенных половин и механизма регулирования 15 поперечного профиля покрытия и толщины укладываемого слоя.

Шарнирное крепление подвески выглаживающей плиты 9 к навесной раме 7, совместно с шарнирным креплением 10 самой навесной рамы 7 на гусеничной тележке укладчика, дает возможность плите 9 и трамбуемому брусу 8 свободно перемещаться в вертикальном направлении, что необходимо для получения различных поперечных профилей и толщины укладываемого покрытия.

Установка правой и левой секции плиты на одном уровне дает возможность получить плоский горизонтальный поперечный профиль (рис. 7.2, а).

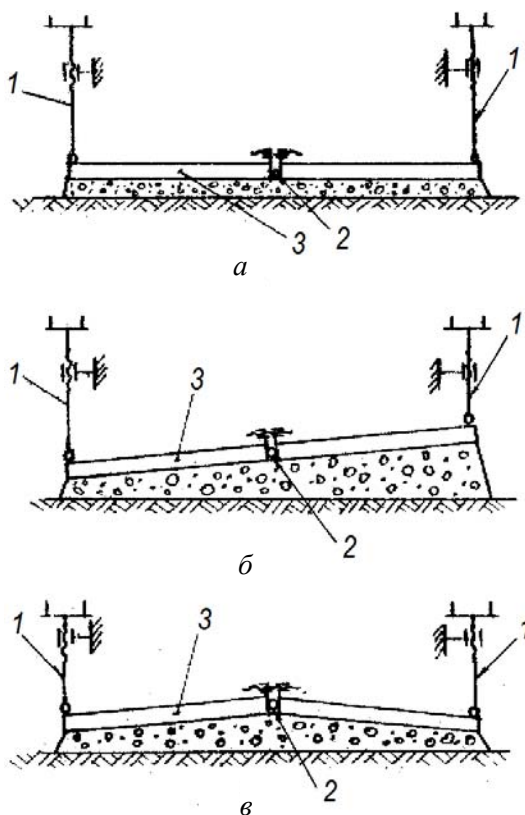


Рис. 7.2. Схема регулирования поперечного профиля укладываемого слоя:  
1 – установочные винты; 2 – соединительный шарнир; 3 – секции плиты

При опускании левого края плиты ниже правого при помощи установочных винтов 1 получим наклонный плоский профиль (рис. 7.2, б). Двухскатный поперечный профиль получаем при опускании краев плиты ниже уровня расположения соединительного шарнира 2 секций плиты 3 (рис. 7.2, в).

Согласно схеме (рис. 7.3, а) выглаживающая плита 2 лежит на поверхности основания. Рама рабочих органов 1 наклонена к гори-

зонту под некоторым углом  $\beta$ , а длина установочного винта 3 между плитой и рамой имеет размер  $\alpha$ , соответствующий толщине укладываемого слоя  $h_{\text{сд}} = 0$ .

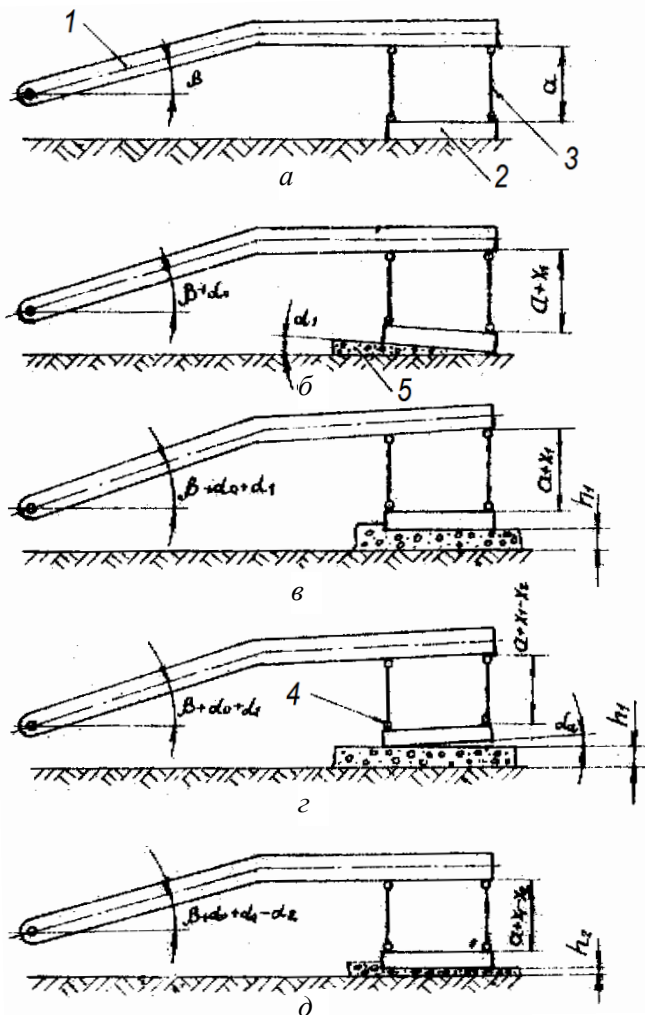


Рис. 7.3. Схема регулирования толщины укладываемого слоя:  
 1 – рама рабочих органов; 2 – выравнивающая плита; 3 – установочный винт;  
 4 – шарнир; 5 – укладываемый слой

Вращая установочный винт 3 (см. рис. 7.2), можно увеличить его длину на величину  $x_1$  (рис. 7.3, б).

При этом рама будет наклонена к горизонту на угол  $\beta + \alpha_0$ . Передний край плиты 2 поднимается, и ее рабочая поверхность составит с плоскостью основания угол  $\alpha_1$ , который называется углом атаки. При движении машины вперед выглаживающая плита 2 поднимается по смеси вверх до тех пор, пока ее рабочая поверхность не станет параллельной основанию и не будет отстоять от него на величину  $h_1$  (рис. 7.3, в). В дальнейшем толщина слоя будет оставаться постоянной до изменения угла атаки.

Для уменьшения толщины укладываемого слоя необходимо уменьшить длину установочного винта 3 на величину  $x_2$ . Тогда выглаживающая плита 2 повернется вокруг шарнира 4 подвески плиты и образует отрицательный угол атаки  $\alpha_2$  (рис. 7.3, г). При движении машины плита 2 своим передним краем будет врезаться в укладываемый слой 5 до тех пор, пока ее рабочая поверхность не станет параллельной основанию, но уже на расстоянии  $h_2$  (рис. 7.3, д). Рама рабочих органов 1 будет иметь угол наклона

$$\beta + \alpha_0 + \alpha_1 - \alpha_2.$$

При описанной системе подвески почти весь вес рабочих органов и частично самой рамы передается на выглаживаемую плиту, свободно скользящую по поверхности укладываемой смеси и выглаживающую эту поверхность. Давление плиты на поверхность асфальтобетона составляет 0,1–0,2 МПа.

Выглаживающая плита имеет обогрев, предназначенный для предохранения от прилипания смеси в начале работы, который в дальнейшем отключается, так как плита нагревается от асфальтобетонной массы.

Работает система следующим образом. Топливо насосом под давлением подается к форсунке. Туда же воздуходувкой подается воздух. Горячие газы, получающиеся при сгорании топлива, от форсунки поступают во внутреннюю полость выглаживающей плиты. Из плиты отработанные газы выбрасываются в атмосферу.

## Определение производительности асфальтоукладчика

Теоретическая производительность асфальтоукладчика определяется по выражению

$$\Pi_T = 60hBv_p\rho, \text{ т/ч},$$

где  $h$  – толщина укладываемого слоя, м;

$B$  – ширина полосы, м;

$v_p$  – рабочая скорость укладчика, м/мин;

$\rho$  – плотность материала в укладываемом слое:  $\rho = 2 \text{ т/м}^3$ .

Эксплуатационная производительность асфальтоукладчика

$$\Pi_э = \Pi_T k_B,$$

где  $k_B$  – коэффициент использования рабочего времени:  
 $k_B = 0,75\text{--}0,95$ .

Иногда для оценки возможностей асфальтоукладчика по площади заасфальтированной дороги производительность асфальтоукладчика выражается в квадратных метрах в единицу времени:

$$\Pi_э = 60Bv_p k_B, \text{ м}^2/\text{ч}.$$

## Лабораторная работа № 8

### ИЗУЧЕНИЕ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНОГО МЕХАНИЗМА С НАБОРОМ СЪЕМНЫХ КУЗОВОВ

#### З а д а н и е

1. Изучить назначение, техническую характеристику и общее устройство погрузочно-разгрузочного механизма системы «мультилифт».
2. Вычертить схему работы механизма.
3. Рассчитать нагрузки в погрузочно-разгрузочном механизме в соответствии с вариантом задания (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Показатели	Вариант			
	1	2	3	4
Модель мультилифта	МПП-1	МПП-2	МПП-3	МПП-4
Грузоподъемность, кг	14000	18000	20000	5000
Время установки грузовой платформы, с	200	200	200	200
Время подъема/опускания, с	200/200	200/200	200/200	200/200
Максимальный угол подъема платформы, град	48	48	48	48
Габаритные размеры, мм	5050×1264× ×2120	5620×1264× ×2180	6250×1500× ×2200	4100×1190× ×1226

#### Общие сведения о погрузочно-разгрузочном механизме

*Погрузочно-разгрузочный механизм системы «мультилифт»* – крюковая система, представляющая собой механизм с гидравлическим приводом и крюковым захватным устройством. Система устанавливается на автомобильное шасси (Урал, КамАЗ, МАЗ) и применяется для перевозки различных грузов. Данная система значительно упрощает и ускоряет работу, сокращая время загрузки и разгрузки, и является универсальной: на одном автомобиле могут перевозиться кузова различного назначения (контейнер, цистерна, бортовая платформа, платформа, бытовка и т. д.).

Применение разнообразных конструкций сменных кузовов позволяет использовать мультилифт в различных отраслях строительного комплекса.

По типу конструкции грузоподъемного захвата мультилифты делятся на тросовые и с крюковым захватом. Конструкция тросового мультилифта (рис. 8.1) представляет собой подъемную наклоняющуюся раму 1 (надрамник), шарнирно закрепленную на подрамнике 2, и все это смонтировано на раме базового шасси 3. Наклон кузова в самосвальное положение ( $53^\circ$ ) производится двумя гидроцилиндрами 4, они же используются для подъема надрамника 1 ( $30\text{--}45^\circ$ ) при смене кузова. В передней части надрамника размещается лебедка 5 с гидроприводом и двумя барабанами. При погрузке кузова надрамник 1 поднимается гидроцилиндрами 4, два троса зацепляются за специальные проушины сменного модуля, включается лебедка 5 и за полторы минуты кузов по специальным роликам 6 втаскивается на надрамник 1. После этого надрамник 1 опускается и фиксируется рычагом в транспортное положение.

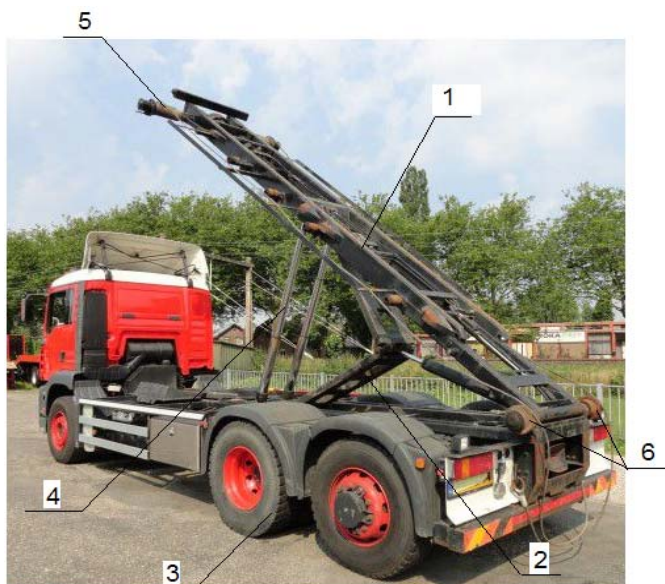


Рис. 8.1. Мультилифт с тросовым захватом:  
1 – надрамник; 2 – подрамник; 3 – базовое шасси; 4 – гидроцилиндры подъема/опускания надрамника; 5 – лебедка; 6 – направляющие ролики



Мультилифт с крюковым захватом (рис. 8.2) имеет подъемную раму. Она выполнена в форме Г-образной подъемной балки 2 с крюковым захватом. На конце короткой стороны Г-образной подвижной балки смонтирован крюк 1, который захватывает кузов за специальное дышло 3. Г-образная балка выполняет полукруговое движение относительно конца длинной стороны, шарнирно закрепленного с подрамником 4. Уникальная кинематика механизма позволяет поднимать и загружать на автомобиль контейнер 5. После загрузки кузов в задней части установки фиксируется двумя фиксаторами, имеющими гидравлический привод 6. В транспортном положении крюк также используется в качестве дополнительного фиксатора.



Рис. 8.2. Мультилифт с крюковым захватом:  
1 – крюк; 2 – Г-образная балка; 3 – дышло; 4 – подрамник;  
5 – контейнер; 6 – гидроцилиндр

Погрузка контейнера при помощи системы «мультилифт» осуществляется в соответствии со схемой, изображенной на рис. 8.3.

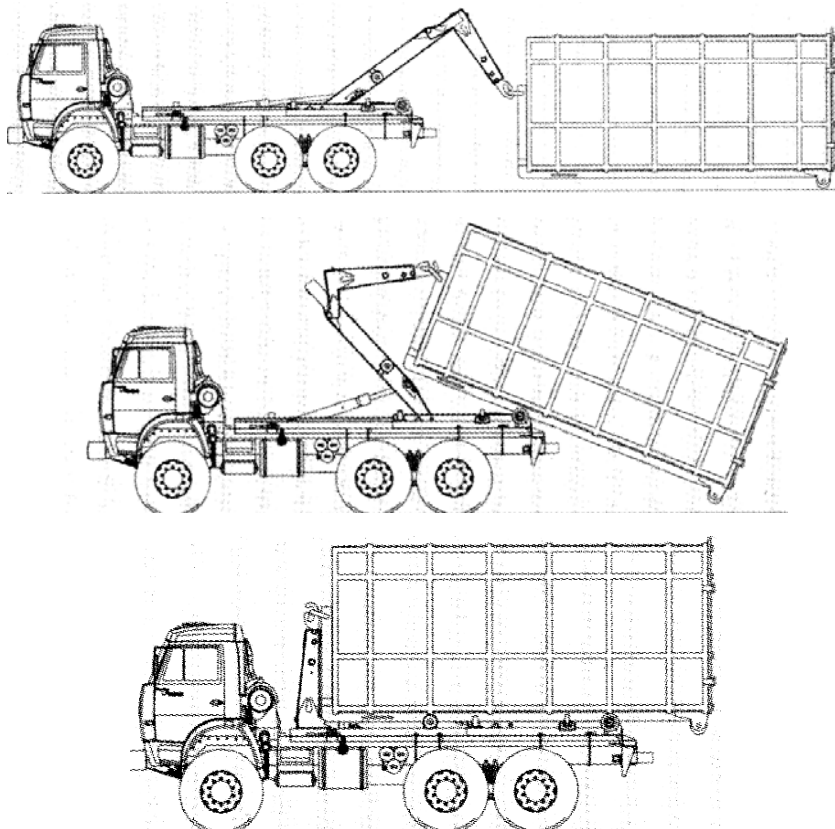


Рис. 8.3. Схема погрузки контейнера на полуприцеп при помощи системы «мультилифт»

### **Методические указания к определению нагрузок в системе «мультилифт»**

Погрузка контейнера на раму автомобиля производится мультилифтом путем поднятия его края кузова с продольной стороны и затягивания на шасси. В полевых условиях опорные катки контейнера взаимодействуют с поверхностью площадки (грунтом) и качение их происходит с образованием колеи, что вызывает повышенные нагрузки на крюке мультилифта и на катках, а также создает неровности на поверхности площадки.

Наибольшие нагрузки имеют место при погрузке на полуприцеп загруженного материалом сменного контейнера с грунтовой поверхности поля.

С помощью рис. 8.4 получены зависимости для определения этих нагрузок. На контейнер, при его погрузке, действуют силы:

- $Q$  – сила веса контейнера с грузом, приложенная в центре масс  $C$ ;
- $N_1$  – нормальная реакция поверхности на опорную часть контейнера;
- $N_2$  – нормальная реакция крюка мультилифта на петлю контейнера;
- $P_1$  – горизонтальная сила сопротивления качению опорных катков;
- $P_2$  – горизонтальная сила на крюке в точке  $A$ .

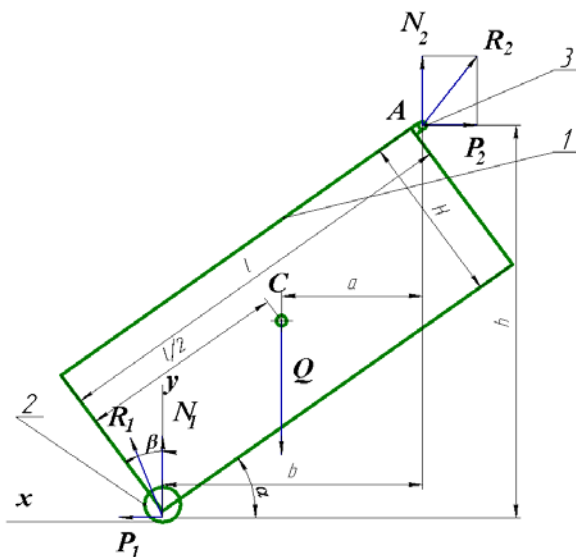


Рис. 8.4. Расчетная схема погрузки сменного контейнера мультилифтом:

1 – контейнер; 2 – опорный каток; 3 – крюк

Сила  $N_1$  определяет параметры опорных катков, а сила  $N_2$  необходима для расчета мультилифта. Для определения этих сил использованы уравнения моментов сил относительно точки  $A$  и их проекции на горизонталь (ось  $X$ ) и вертикаль (ось  $Y$ ), с помощью которых получено выражение

$$N_1 = 0,5Q \frac{l - H \operatorname{tg} \alpha}{l - H \operatorname{tg} \alpha + f(\operatorname{tg} \alpha + H)},$$

где  $Q$  – грузоподъемность контейнера, кг;

$l$  – длина контейнера, м;

$H$  – высота кузова, м;

$\alpha$  – угол наклона контейнера, град;

$f$  – коэффициент сопротивления качению катка: для полевых условий  $f = 0,2-0,3$ .

$$P_1 = N_1 f.$$

Равнодействующая сила  $R_1$  сопротивления катков

$$R_1 = \sqrt{N_1^2 + P_1^2}.$$

Сила  $R_1$  при перекачивании катков направлена под углом  $\beta$  (см. рис. 8.4), который определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{P_1}{N_1}.$$

Усилия на крюке мультилифта определяются аналогичным образом (сделать самостоятельно).

Расчет мультилифта следует производить при больших значениях угла наклона контейнера, а опорных катков – при малых углах  $\alpha$ , так как усилие на крюке мультилифта больше, чем усилие на опорных катках, причем разница этих усилий увеличивается с увеличением угла наклона кузова  $\alpha$ .

## Лабораторная работа № 9

### ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДОРОЖНЫХ КАТКОВ

#### З а д а н и е

1. Изучить назначение, классификацию, устройство и рабочий процесс дорожных катков.
2. Вычертить принципиальную схему дорожного катка.
3. Определить эксплуатационную производительность катка по исходным данным согласно варианту (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Параметры	Варианты задания					
	1	2	3	4	5	6
Тип	Трехвальцовый двухосный		Двухвальцовый двухосный		Трехвальцовый трехосный	
Уплотняемый материал	Гравий	Щебень	Асфальто-бетон	Гравий	Щебень	Асфальто-бетон
Ширина уплотняемой полосы $B$ , м	6	7	7,5	8	10	12
Число проходов $n$ по одному следу	50	35	25	60	45	30
Средняя скорость движения катка $v$ , км/ч	2,73	1,94	3,25	7	3,25	2,35

#### Общие сведения об устройстве дорожных катков

Дорожные катки предназначены для уплотнения грунтов, гравийных и щебеночных оснований, а также асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог.

В рабочих органах катков используются укатки и виброуплотнения.

При уплотнении путем *укатки* по поверхности уплотняемого слоя перекачивается валец. Под действием его силы тяжести слой материала приобретает остаточную деформацию, которая по мере увеличения плотности уменьшается и к концу укатки приближается к нулю. Дальнейшее увеличение плотности материала может быть достигнуто лишь увеличением нагрузки на валец.

Сущность *виброуплотнения* сводится к тому, что колеблющаяся с большой частотой масса сообщает кинетическую энергию расположенным в зоне действия вибратора частицам материала и приводит их в колебательное состояние. Разные по крупности и массе частицы получают различные ускорения, взаимно перемещаются, и поры между крупными частицами заполняются более мелкими; при этом достигается увеличение плотности материала.

Уплотнение материалов укаткой при устройстве дорожных оснований и покрытий осуществляется самоходными катками, которые могут быть с гладкими металлическими вальцами, вальцами в виде пневматических шин или с комбинированными рабочими органами (пневмоколесами, гладким вибровальцом).

По числу осей и вальцов различают катки:

- 1) одноосные одновальцовые с поддерживающими вальцами (колесами) или без них;
- 2) двухосные двухвальцовые с одним или двумя ведущими вальцами;
- 3) двухосные трехвальцовые;
- 4) двухосные трехвальцовые с дополнительным вальцом малого диаметра;
- 5) трехосные трехвальцовые с одним или тремя ведущими вальцами.

Дорожный каток трехвальцовый двухосный (рис. 9.1) состоит из следующих сборочных единиц: рамы 1, двигателя 2, трансмиссии, ведущего 3 и ведомого 4 вальцов, рулевого управления 5, систем очистки (скребков) 6 и смачивания рабочей поверхности вальцов (баки с водой) 7.

Трансмиссия катка гидромеханическая и состоит из компенсирующей муфты 8, гидротрансформатора 9, коробки передач 10 с реверсивным механизмом 11, редуктора, дифференциала и бортовой передачи.

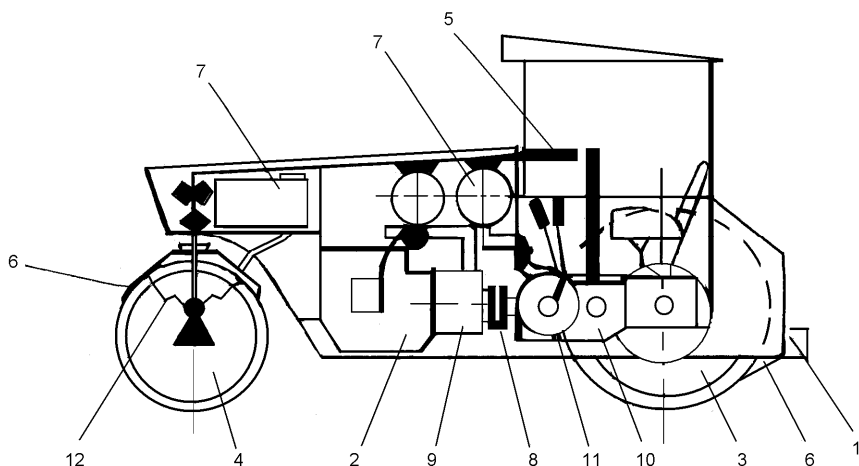


Рис. 9.1. Моторный каток трехвальный двухосный:

1 – рама; 2 – двигатель; 3 – ведущий валец; 4 – направляющий валец; 5 – рычаг рулевого управления; 6 – скребки; 7 – бак с водой; 8 – компенсирующая муфта; 9 – гидротрансформатор; 10 – коробка передач; 11 – реверсивный механизм; 12 – пружина

Реверсивный механизм 11 (реверс) служит для быстрого (1–1,5 с) и плавного изменения направления движения катка. Плавность начала движения катка в любом направлении необходима для устранения пробуксовки. Вальцы 3 и 4 катка выполняются цельнолитыми из чугуна или стали, а также сварными, состоящими из обода, дисков и ступицы. Для снижения расхода металла вальцы изготавливают полыми, а увеличение их массы обеспечивается заполнением полостей водой или песком.

Передний направляющий валец 4 выполнен разрезным, состоящим из двух одинаковых по длине частей. Это позволяет каждой части при поворотах вращаться со своей скоростью, что уменьшает сдвиги уплотняемого материала, улучшает ровность его поверхности и уменьшает сопротивление повороту.

Передний валец 4 прикреплен к раме продольным шарниром, что при наездах на неровности позволяет ему наклоняться в вертикальной плоскости на угол до  $35^\circ$ .

Диаметр ведущих вальцов 3 в 1,3 раза больше диаметра направляющего вальца 4, поэтому они воспринимают не менее двух третей

силы тяжести катка. Большой диаметр ведущих валцов 3 улучшает качество укатки и дает возможность легко преодолевать встречающиеся сопротивления.

Задние валцы 3 располагают так, что они перекрывают след переднего вальца примерно на 100 мм с каждой стороны. Для очистки вальцов и предохранения их от налипания уплотняемого материала они имеют скребки 6 и смачивающие устройства 7. Скребки 6 представляют собой стальные пластинки, закрепленные на рычагах, которые пружинами 12 прижимаются к поверхности вальцов. Смачивающая система 7 состоит из двух баков, из которых вода или эмульсия через краны и трубопроводы поступает к трубкам с отверстиями, равномерно распределяющими жидкость по рабочим поверхностям вальцов.

Рулевое управление катка 5 механическое с ручным приводом.

Кинематическая схема катка с гидромеханической трансмиссией представлена на рис. 9.2.

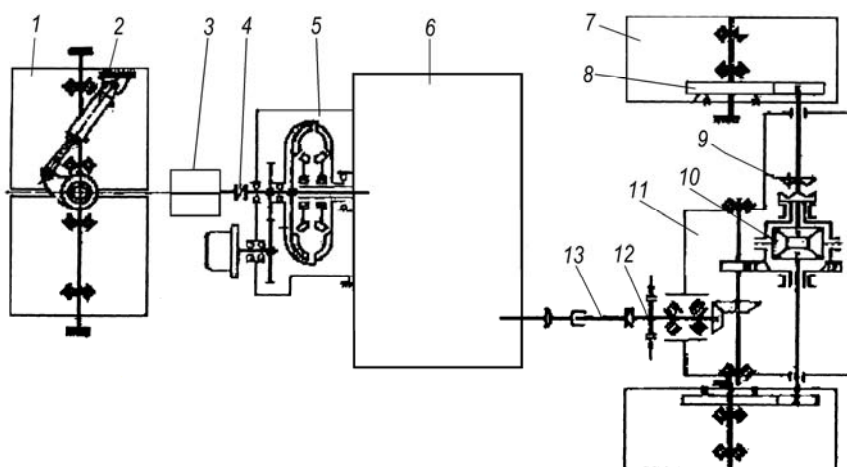


Рис. 9.2. Кинематическая схема катка с гидромеханической трансмиссией:  
 1 – направляющий валец; 2 – гидроцилиндр; 3 – двигатель; 4 – компенсационная муфта;  
 5 – гидротрансформатор; 6 – коробка передач; 7 – ведущий валец; 8 – бортовая  
 передача; 9 – муфта блокировки дифференциала; 10 – дифференциал;  
 11 – редуктор; 12 – тормоз; 13 – карданная передача



Эксплуатационную производительность самоходных катков  $\Pi$ , определяют по формуле

$$\Pi_9 = \frac{1000(B-b)v}{n}, \text{ м}^2/\text{ч},$$

где  $B$  – ширина уплотняемой полосы, м;

$b$  – ширина перекрытия укладываемой полосы при последующих проходах катка:  $b = 0,15\text{--}0,2$  м;

$v$  – средняя скорость движения катка, км/ч;

$n$  – необходимое число проходов катка (при уплотнении асфальтобетона  $n = 25\text{--}30$ ; щебеночных оснований  $n = 40\text{--}60$ ).

## Лабораторная работа № 10

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЩЕТКИ ДЛЯ ЛЕТНЕГО СОДЕРЖАНИЯ ДОРОГ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

#### З а д а н и е

1. Изучить конструкцию щетки и трансмиссию ее привода.
2. Вычертить конструктивную схему щетки (см. рис. 10.1).
3. Определить эксплуатационную производительность щетки, количество ворса на ней и мощность привода.
4. Заполнить табл. 10.1 и 10.2.

Таблица 10.1

#### Измеренные данные

Наименование параметра	Результаты замера
Частота вращения гидромотора $n_{г.м}, c^{-1}$	
Передаточное число редуктора (цепной передачи) $i_p$	
Поступательная скорость $v_m, м/с$	
Длина ворса $l, м$	
Радиус щетки $R_{щ}, м$	
Деформация ворса $h, м$	
Диаметр ворса $d, м$	
Ширина щетки $B, м$	

Таблица 10.2

Наименование параметра	Вычисленные значения
Частота вращения щетки $n_{щ}, мин^{-1}$	
Количество ворса $i_{ворс}$	
Мощность привода щетки на трение $N_{то}, кВт$	
Мощность привода щетки на деформацию ворса $N_{деф}, кВт$	

## Оборудование

1. Мерная линейка.
2. Секундомер.

### Общие сведения о конструкции щетки

Щетка применяется в качестве сменного рабочего органа в составе погрузчика универсального компактного «Амкодор-211» и предназначена для подметания асфальто- и цементобетонных покрытий.

Основные технические характеристики щетки даны в табл. 10.3.

Таблица 10.3

### Основные технические характеристики

Наименование параметра	Значение
Ширина щетки, мм	2000
Угол поворота в плане, градус	$\pm 30$
Привод вращения щетки	Гидромотор от гидросистемы погрузчика МГП-160
Масса щетки, кг	250

Щетка (рис. 10.1) представляет собой конструкцию, состоящую из следующих составных частей: корпуса 1, вала 2, привода щетки, опорных колес 6 и опор.

Корпус 1 представляет собой несущую сварную конструкцию, на которой устанавливаются все остальные составные части. Щетка представляет собой вал 2 с навитым на него ворсом 3, установленный на двух самоустанавливающихся подшипниках 7.

Привод щетки включает в себя гидромотор 4 и цепную передачу 5 с натяжным устройством, закрытую кожухом 8.

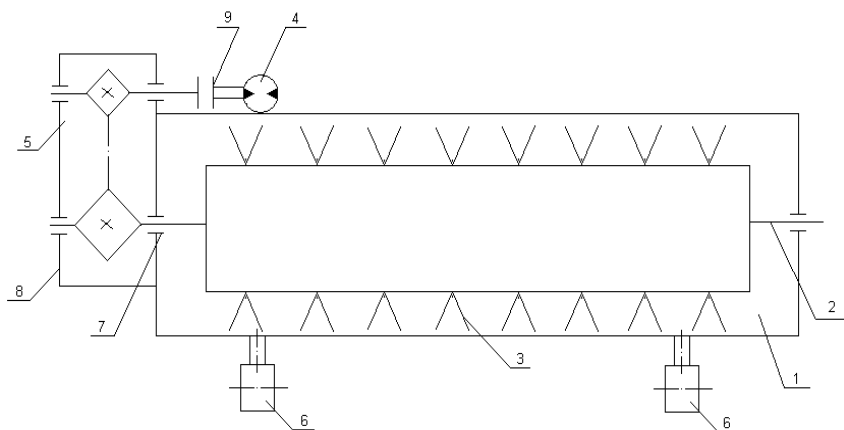


Рис. 10.1. Щетка:

1 – корпус; 2 – вал щетки; 3 – ворс; 4 – гидромотор; 5 – цепная передача; 6 – опорное колесо; 7 – подшипник; 8 – кожух; 9 – муфта

Устройство опорного колеса 6 (см. рис. 4.1) показано на рис. 10.2. Опорные колеса служат для обеспечения необходимого расстояния ворса щетки от убираемой поверхности. Для компенсации износа ворса щетки они имеют регулировку установки по высоте.

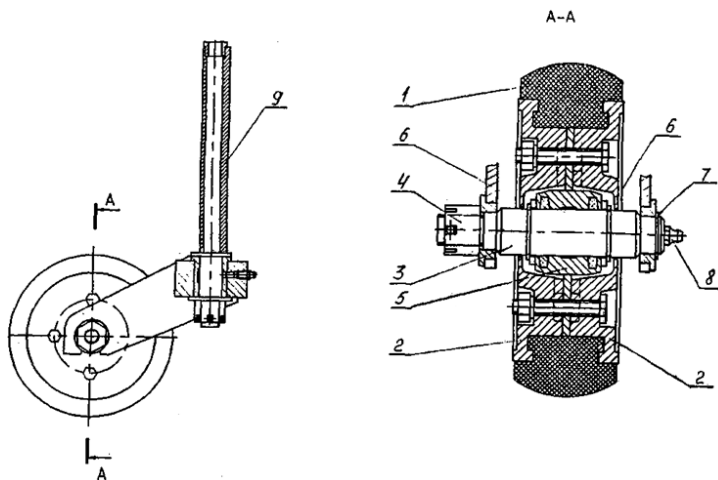


Рис. 10.2. Опорное колесо:

1 – шина; 2 – ступица; 3 – ось; 4 – гайка; 5 – обод; 6, 7 – кольца запорные; 8 – масленка; 9 – стойка

Щетка может быть установлена на шасси погрузчика только вместо поворотного бульдозерного отвала. После установки щетки на сцепку бульдозерного отвала необходимо посредством разрывных муфт соединить рукава высокого давления гидросистемы щетки с гидросистемой погрузчика, поднять опоры, служащие для предотвращения смятия ворса щетки при длительном ее хранении без погрузчика и зафиксировать их фиксатором.

При нажатии на одну из педалей ножного блока гидравлического управления, расположенного в передней части пола кабины, рабочая жидкость от насоса рабочего оборудования погрузчика подается в гидромотор 4 (см. рис. 10.1) привода щетки, крутящий момент которого посредством цепной передачи 5 передается на вал щетки 2.

Перед снятием щетки с погрузчика необходимо опустить опоры и зафиксировать их.

Смазку трущихся поверхностей производить смазкой «Литол-24» ГОСТ 21150–87, а цепной передачи – смазкой графитной УСсА ГОСТ 3333–80 с периодичностью один раз в месяц.

### **Определение технико-эксплуатационных показателей щетки**

Суммарная мощность привода щетки

$$N_{\Sigma} = N_{\text{тр}} + N_{\text{деф}} + N_{\text{в}} + N_{\text{п}}, \text{ кВт},$$

где  $N_{\text{тр}}$  – мощность, необходимая на трение ворса о поверхность дорожного покрытия, кВт;

$N_{\text{деф}}$  – мощность, требуемая на деформацию ворса, кВт;

$N_{\text{в}}$  – мощность, необходимая для определения сопротивления воздуха, кВт;

$N_{\text{п}}$  – мощность, необходимая для отделения частиц смета от дороги, кВт.

Для летних условий можно принять  $N_{\text{в}}$  и  $N_{\text{п}}$  равными 0, так как отделение частиц не требует значительных усилий.

С учетом этих уточнений суммарную мощность на привод щетки можно рассчитать по следующей формуле:

$$N_{\Sigma} = \frac{Q \Delta P}{1000 \eta_l}, \text{ кВт},$$

где  $Q$  – производительность гидромотора,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;

$\Delta P$  – перепад давлений на входе и выходе из гидромотора, Па.

Движение щетки относительно дороги является сложным, и поэтому мощность  $N_{\text{тр}}$  определяется как сумма двух мощностей, т. е.

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{тр.п}} + N_{\text{тр.о}}, \text{ кВт},$$

где  $N_{\text{тр.п}}$  – мощность в переносном движении;

$N_{\text{тр.о}}$  – мощность в относительном движении.

В свою очередь составляющие мощности  $N_{\text{тр}}$  можно определить следующим образом:

$$N_{\text{тр.п}} = \frac{P f_{\text{в}} v_{\text{м}}}{1000 \eta_{\text{л}}}, \text{ кВт};$$

$$N_{\text{тр.о}} = \frac{P f_{\text{в}} v_{\text{щ}}}{1000 \eta_{\text{л}}}, \text{ кВт},$$

где  $P$  – вертикальная реакция дороги на ворс, Н;

$f_{\text{в}}$  – коэффициент трения ворса о дорожное покрытие, табл. 10.4;

$\eta_{\text{л}}$  – КПД передачи от двигателя к щетке:  $\eta_{\text{л}} = 0,65\text{--}0,75$ .

Таблица 10.4

Значения коэффициентов трения  $f_{\text{в}}$

Диаметр ворса в мм	Коэффициент трения
1,45–0,62	0,36
1,45–0,62	0,44
0,82–1,52	0,34
0,63–1,0	0,40
2,0–2,7	0,40

Мощность, необходимая на деформацию ворса, определяется по выражению

$$N_{\text{деф}} = \frac{M\omega}{1000\eta_1},$$

где  $M$  – изгибающий момент, действующий на ворсинку, Н·м;  
 $\omega$  – угловая скорость щетки.

Количество ворса на щетке определяется по формуле

$$i_{\text{ворс}} = \frac{B2\pi K_p}{d\beta \frac{v_{\text{щ}}}{v_{\text{под}}}}, \quad (10.1)$$

где  $B$  – ширина очищаемой щеткой полосы, см;

$K_p$  – коэффициент неравномерности размещения ворса на щетке, рекомендуется принимать равным 2,0–2,5;

$d$  – диаметр ворса, см; для стального ворса обычно принимают равным 0,04–0,06 см; капронового ворса – 0,25 см;

$\beta$  – угол, определяющий часть ворса, находящегося каждый момент в контакте с дорогой:

$$\beta = 2,6\beta_1,$$

где  $\beta_1$  – угол поворота ворсинки при контакте с дорогой до ее вертикального положения:

$$\beta_1 = \arccos \frac{r-h}{r}, \quad (10.2)$$

где  $r$  – радиус щетки, см;

$h$  – максимальная деформация ворсинки, см; в зависимости от состояния дорожного покрытия принимается равным в пределах 1–2,5 см.

Преобразуем формулу (10.1) с учетом (10.2) и получим

$$i_{\text{ворс}} = \frac{5,5B}{d \frac{v_{\text{ш}}}{v_{\text{под}}} \arccos \frac{r-h}{r}}.$$

В приведенной формуле соотношение  $\frac{v_{\text{ш}}}{v_{\text{под}}}$  принимают в зависимости от конструкции щетки. Для цилиндрической щетки оно колеблется в пределах 2–1,2, где верхний предел соответствует неизношенной, а нижний – изношенной щетке.

Эксплуатационная производительность щетки определяется по выражению

$$\Pi_3 = 3600Bv_{\text{под}}K_{\text{в}}, \text{ м}^2/\text{ч},$$

где  $v_{\text{под}}$  – скорость подметания, м/с;

$B$  – ширина подметания, м;

$K_{\text{в}}$  – коэффициент использования машины по времени:  $K_{\text{в}} = 0,75\text{--}0,85$ .



## ЛИТЕРАТУРА

1. Дорожно-строительные машины / А.В. Вавилов [и др.]. – Минск : Технопринт, 2000. – 515 с.
2. Леонович, И.И. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог / И.И. Леонович, А.Я. Котлобай. – Минск : БНТУ, 2005. – 550 с.
3. Дорожно-строительные машины и комплексы / В.И. Баловнев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1988. – 384 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1 СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ.....	3
Лабораторная работа № 2 ИЗУЧЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО МЕХАНИЗМА.....	12
Лабораторная работа № 3 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ .....	17
Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.....	30
Лабораторная работа № 5 ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕГО УСТРОЙСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ АСФАЛЬТОСМЕСИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК .....	45
Лабораторная работа № 6 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН .....	52
Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКОВ .....	63
Лабораторная работа № 8 ИЗУЧЕНИЕ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНОГО МЕХАНИЗМА С НАБОРОМ СЪЕМНЫХ КУЗОВОВ.....	70
Лабораторная работа № 9 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ДОРОЖНЫХ КАТКОВ .....	76
Лабораторная работа № 10 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЩЕТКИ ДЛЯ ЛЕТНЕГО СОДЕРЖАНИЯ ДОРОГ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ .....	81
ЛИТЕРАТУРА .....	88

Учебное издание

**СТРОИТЕЛЬНЫЕ, ДОРОЖНЫЕ  
И ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ**

Практикум  
для студентов специальности  
1-70 03 01 «Автомобильные дороги»

Составители:  
**ВАВИЛОВ** Антон Владимирович  
**ШАВЕЛЬ** Анатолий Андреевич  
**КОТЛОБАЙ** Анатолий Яковлевич и др.

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 09.03.2017. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 5,23. Уч.-изд. л. 4,09. Тираж 150. Заказ 593.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.